This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

NYPL RESEARCH LIBRARIES
3 3433 06272974 8

Der Maschinenbau

II. Theil

Kraft- und Hebemaschinen

Seine praktische und wissenschaftliche Grundlage

gemeinverständlich dargestellt

von

Eduard Breslauer

Ingenieur in Leipzig

Mit 1054 Illustrationen

Leipzig

J. J. Arnd, Verlagsbuchhandlung

1900

147345

Vorwort.

Länger, als dies vorauszusehen war, hat sich die Fertigstellung des II. Bandes dieses Werkes verzögert, aber bei der Bearbeitung einzelner Abschnitte war es von größtem Interesse, die neuesten Produkte der Industrie zu berücksichtigen. Dies machte naturgemäß einen sehr umfangreichen Briefwechsel mit den Herren Industriellen nöthig, welcher sich nicht immer mit der gewünschten Schnelligkeit abwickeln ließ. Die werthvolle Unterstützung indessen, welche ich fand, gestattete es mir, eine große Anzahl erprobter Ausführungsformen der einzelnen Maschinenarbeiten zu bringen.

Der vorliegende II. Band ist in der Hauptsache den Kraftmaschinen gewidmet, denen ein Abschnitt über die regelnden Maschinentheile vorausgeht. Eine zusammenhängende Behandlung schien gerade mit Rücksicht auf die Kraftmaschinen erwünscht, denn zum vollen Verständniß der Kraftmaschine ist ein Einblick in das Wesen der Maschinentheile, welche ihre Bewegung zu regeln haben, ein unbedingtes Erforderniß. Es schien sonach rathsam, auch die regelnden Maschinentheile in dem vorliegenden Bande mit aufzunehmen.

Mit einem kurzgefaßten Ueberblick über die Hebemaschinen schließt dieser Band ab. Eigentlich gehören in ein Werk, welches ausschließlich die Grundlagen des Maschinenbaues zu behandeln bestimmt ist, die Arbeitsmaschinen nicht hinein. Ihrer Bestimmung nach haben sie Sonderzwecken zu dienen, sei es, daß es sich um Arbeitsmaschinen handelt, die in der Landwirthschaft, Spinnerei oder Weberei gebraucht werden, oder sei es, daß es sich um Maschinen zur Bearbeitung von Metallen, Holz u. s. w. handelt, immer werden solche Maschinen nur für eine bestimmte Gruppe von Menschen Interesse haben. Anders bei den Hebemaschinen; sie sind Arbeitsmaschinen, deren sich jeder in der Technik Beschäftigte bedienen muß, sei es zum Transport von Rohstoffen oder fertigen Waaren, sei es zur

[illegible] von [illegible] [illegible] zur Lösung der [illegible], also zur Be-
[illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] die Hebemaschinen
auf allen [illegible] [illegible]. Eine kurze Beschreibung derselben war des-
halb [illegible] am Platze.

Bei allen Theilen des vorliegenden Werkes wurde streng darauf festgehalten,
auch die wissenschaftlichen Grundlage mit möglichst einfachen Worten und Bildern
ohne jedes mathematische Hilfsmittel zu erklären. Zum Verständniß des Inhaltes
dieser Arbeit ist sonach nur das nöthig, was der Text — über der Linie —
enthält. Der Techniker, welcher sich eingehender mit der Sache beschäftigen
will, findet dazu Anleitung in den Noten — unter der Linie. Dieser Arbeit
liegen die Werke der bekanntesten Schriftsteller auf technischem Gebiete zu Grunde,
weshalb auch der Wetterfortgeschrittene die vorliegende Arbeit bei seinen Studien
nicht ohne Vortheil benutzen wird.

Möge meine Arbeit vor Allem Denen von Nutzen sein, welche heute bei der
rapiden und eigenartigen Entwickelung der Technik keine hinreichende Gelegenheit
finden, auf der Schule sich die genügenden Kenntnisse zu erwerben.

Leipzig, im April 190[illegible].

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichniß.

Regelnde Maschinentheile.

Seite

Einleitung 1

Schwungräder.

Schwungräder-Arten 8
Construction und Berechnung der Schwungräder 17

Regulatoren.

1. Die Interferenz-Regulatoren . . 24
2. Die hydraulischen Regulatoren . 26
3. Die Windflügel-Regulatoren . . 27
4. Die Beschleunigungs-Regulatoren 28
5. Die Centrifugal-Regulatoren . . 29
Statische Regulatoren 31
Astatische Regulatoren 32
Pseudo-astatische Regulatoren . . . 32
Direkt wirkende Regulatoren . . . 33
Indirekt wirkende Regulatoren . . 33
Energie des Regulators 34
Der Unempfindlichkeitsgrad des Regulators 35
Der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators 35
Das Zucken des Regulators . . . 35
Beharrungsvermögen des Regulators 36
Arbeitsvermögen und Gütegrad des Regulators 36

1. Die Gewichts-Regulatoren . . . 36
Pendel-Regulatoren mit festem Pendeldrehpunkt an der Spindel oder Regulatoren in aufrechter Aufhängung.

Seite

Watt'scher Regulator 37
Porter'scher Regulator 39
Der Regulator von Tolle 40
Der Regulator von Buß 41
Pendel-Regulatoren mit verschiebbarem Pendeldrehpunkt auf der Spindel oder Regulatoren in umgekehrter Aufhängung.
Der Regulator von Pröll 42
Cosinus-Regulator 46
Leistungs-Regulatoren 49

2. Feder-Regulatoren 54
Der Regulator von Silver . . . 55
„ „ „ R. Trenck . . 56
„ „ „ Zabel & Co. . 58
„ „ „ Pröll . . . 61
„ „ „ Tolle . . . 63
Die Federwage 65

Die Schwungrad-Regulatoren . . 66
Der Achsen-Regulator von Sondermann 67
Der Achsen-Regulator von Stein . 68
Der Regulator von Westinghouse 69
Construction und Berechnung der Regulatoren 70
Expansionsregulir-Apparat 75

III. Kraftmaschinen oder Motoren.

Seite

Einleitung 79

Belebte Motoren.

Der Mensch als Motor 85
Das Thier als Motor 96
Der Göpel 96

Wassermotoren.

Seite

Die Wehre 107
Kanäle 113
Die Wasserräder 119
Arten von Wasserrädern.
Die oberschlächtigen Wasserräder . . 125
Die rückenschlächtigen Wasserräder . 127

Seite

Die mittelschlächtigen Wasserräder . 129
Das Sagebien-Rad 131
Das Zuppinger-Rad 133
Die unterschlächtigen Wasserräder . 134
Das Poncelet-Rad 136
Construction und Berechnung der Wasserräder 137

Die Turbinen.

Turbinen-Arten.

Die Fourneyron'sche Turbine . 171
Die Francis-Turbine 174
Henschel-Jonval-Turbinen . . 179
Die Girard-Turbinen 188
Partial-Turbinen 198
Das Pelton-Rad 205
Construction und Berechnung der Turbinen 213
Die Unterwasserzapfen 216
Die Oberwasser- oder Ueberwasserzapfen 216
Regulirvorrichtungen der Turbinen . 219
Berechnung der Turbinen 225
Berechnung des Pelton-Rades . . . 231

Die Wassersäulen-Maschinen 233

Die Windmotoren.

Die vertikalen Windräder 260
Windmühlen-Arten 264
Windmotoren mit offenen Windfängen 267
" " geschlossenen Windfängen 269
Aufstellung von Windmotoren . . . 276
Berechnung der Windmotoren . . . 276

Wärmemotoren.

Die Dampfkessel 288

Die Feuerungsanlagen.

Feuerungen für feste Brennstoffe . . 297
Die Planrost-Feuerung 298
Die Treppenrost- oder Stufenrost-Feuerung 315
Die Schrägrost- oder Schüttrost-Feuerung 319
Die Füllschacht-Feuerung 324
Feuerungen mit künstlichem Zuge . 325
Feuerungen für staubförmige Brennmaterialien 327
Feuerungen für flüssige Brennstoffe . 330

Seite

Feuerungen für gasförmige Brennstoffe 336
Der Schornstein oder die Esse . . . 336
Die Rauchverbrennung 341
Die Kesselform 346

Die Kesselarten.

1. Die stationären, horizontalen Kessel 347
Der Cylinder- oder Walzenkessel . . 347
Flammrohrkessel 353
Heizröhrenkessel oder Rauchröhrenkessel 362
Wasserröhrenkessel 370
1. Kessel, bei denen die einzelnen Rohre durch Kappen mit einander verbunden sind 372
2. Kessel, bei denen die einzelnen Rohre durch Kammern mit einander verbunden sind 374
3. Kessel, bei denen die einzelnen Rohre durch eine oder zwei Dampfkammern verbunden sind 376
Die engröhrigen Wasserröhrenkessel . 395
Die stationären, vertikalen Kessel . . 399
2. Nichtstationäre Kessel 404
Schiffskessel 404
Lokomobilkessel 408
Lokomotivkessel 413
Construction und Berechnung der Dampfkessel 416

Die Kessel-Armatur oder -Garnitur 433
1. Abschlußorgane für das Wasser und den Dampf 433
2. Vorrichtungen zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel . . . 435
3. Vorrichtungen zum Erkennen des Druckes im Kessel 448
Die Vorwärmer 450

Die Dampfmaschinen.

Die Steuerungen der Dampfmaschinen 465
Die Leistung einer Dampfmaschine . 466
Der Wirkungsgrad einer Maschine . 466
Indicator-Diagramm 467

Steuerungsarten.

Die einfache Schiebersteuerung . . 477
Die Doppel-Schiebersteuerung . . . 482
1. Expansions-Schiebersteuerung mit zwei getrennten Schiebern und zwei Excentern 482
2. Expansions-Schiebersteuerung mit zwei auf einander laufenden Schiebern und zwei Excentern . . . 483

Seite

Die Meyer'sche Schiebersteuerung . 485
Die Rider-Steuerung 486
3. Expansions-Schiebersteuerung mit zwei auf einander laufenden Schiebern und einem Excenter . . . 488
Die Farcot-Steuerung 489
Die Kolben-Schiebersteuerungen . . 491
Die Rund-Schiebersteuerungen . . 492
Die Ventil-Steuerungen 500
Die Wahl der Steuerungen . . . 514

Dampfmaschinen-Arten.

Die liegenden oder horizontalen Dampfmaschinen 515
Die stehenden oder vertikalen Dampfmaschinen 537
Die Balancier-Dampfmaschinen . . 562
Schrägliegende Dampfmaschinen . . 566
Transportable Maschinen 566
Die Dampfmaschinen mit überhitztem Dampf 572
Die Dampfturbinen 584
Dampfturbine von Gustav de Laval 584
Dampfturbine von Parson . . . 595
Die Condensation 599
Einspritzcondensatoren oder Mischcondensatoren 601

Seite

Der Oberflächencondensator 606
Centralcondensation 612
Die Luftpumpen 613
Rückkühlung 617
Construction und Berechnung der Dampfmaschinen 624

Die kalorischen oder Wärmemaschinen.

Heißluftmaschinen 634
1. Offene Heißluftmaschinen mit offener Feuerung 635
2. Geschlossene Heißluftmaschinen mit offener Feuerung 635
3. Die Feuerluftmaschinen 643

Die Gasmaschinen 647
Gasmotoren mit Ventilsteuerung . . 658
Die Zündvorrichtung für Gasmaschinen 661
Kraftgasanlagen 678
Zubehör zu den Gasmotoren . . . 679
Die Benzinmotoren und die Petroleummotoren 684
Der Dieselmotor 707

IV. Die Hebemaschinen.

Die Hebemaschinen für feste Körper.

Seite

Der Hebel 714
Die Rollen- und Flaschenzüge . . . 715
Die Winden 731
Die direkt wirkenden Winden . . . 732
Die indirekt wirkenden Winden . . 735
Das Gangspill 741
Winden mit Transmissions- oder Motorbetrieb 742
Die Krahne 745
Die Drehkrahne 746
Die Scheerenkrahne 754
Die Laufkrahne 759
Besondere Theile der Hebezeuge 763
Die Sperrräder 764
Die Bremsen 764

Die Pumpen.

Seite

Die Kolbenpumpen 773
Die Pumpen mit hin- und hergehendem Kolben 774
Arten von Kolbenpumpen mit hin- und hergehendem Kolben . . . 777
Die Handpumpen 778
Die Transmissionspumpen 786
Die Dampfpumpen 798
Dampfpumpen mit Drehbewegung . 799
Dampfpumpen ohne Drehbewegung . 809
Die Kraftausgleicher 819
Wasserhaltungsmaschinen 820
Pumpen mit gesteuerten Ventilen . 821
Pumpen mit schwingendem Kolben . 824
Pumpen mit drehendem Kolben (Würgelpumpen oder Kapselpumpen) . 826
Die Kreisel- oder Centrifugalpumpen 835

	Seite
Die Schleuderpumpen	835
Die Schraubenpumpen	839
Dampfdruckpumpen oder Pulsometer	839
Dampfstrahlpumpen	849
Die Ejektoren	849
Die Injektoren	851
Nichtsaugende Injektoren	851
Saugende Injektoren	853

Die Gebläse.

	Seite
Die Kolbengebläse	860
Die stehenden Kolbengebläsemaschinen	862
Die liegenden Kolbengebläsemaschinen	865
Die Luftcompressoren	873
Die trockenen Compressoren	873
Die Ventilcompressoren	874
Die Schiebercompressoren	876
Halbnasse Compressoren	878
Nasse Compressoren	880
Compressoren mit gesteuerten Ventilen	883
Die Kapselgebläse	885
Kapselgebläse mit zwei Drehachsen	886
Die Schleudergebläse oder Ventilatoren	894
Ventilatoren ohne Vertheiler und mit geraden Flügeln	894
Ventilatoren ohne Vertheiler und mit gekrümmten Flügeln	896
Ventilatoren mit Vertheiler und geraden Flügeln	898
Ventilatoren mit Vertheiler und gekrümmten Flügeln	903
Die Schraubengebläse	907
Die Strahlgebläse	910

rer Fall, bei dem es einleuchtend ist, daß von der Anwendung eines abgesehen werden muß, liegt bei der Regelung der Geschwindigkeit nzuges vor. Wenn ein Eisenbahnzug von einer Lokomotive bergan so leistet er selbstverständlich einen größeren Widerstand und erfordert rößere treibende Kraft, als auf gerader Bahn. Dagegen werden sehr üche an die Triebkraft der Lokomotive gestellt, wenn der Eisenbahnzug Bahnen rollt.

en Fällen kann ein Schwungrad zur Regelung der Arbeitsleistung dung finden, weil die Unterschiede in der Leistung zu große sind. deshalb die treibende Kraft selbst geregelt werden können, also es Dampfes, welcher der Dampfmaschine zugeführt wird, oder die welche der Betrieb der Gasmaschine erfordert u. dergl. mehr. Zur treibenden Kraft, d. h. des treibenden Mittels, dienen die eigentlichen n.

gelung der treibenden Kraft mittelst des eigentlichen Regulators macht veise auch dort erforderlich, wo eine größere Anzahl von Maschinen werden sollen, von denen jede einen gleichmäßigen Gang haben und .. So erfordern unter anderen die Spinnmaschinen einen sehr gleich- g, weil von der Gleichmäßigkeit ihres Ganges auch die Gleichmäßigkeit it der Spinnfäden abhängt. Bei dem Spinnereibetrieb ist es geradezu ß, die treibende Kraft so zu regeln, daß weder durch Einrücken, noch en einer Anzahl Maschinen eine merkbare Veränderung in der Ge- eintreten kann. Eine derartige Regelung der treibenden Kraft ist mittelst des Regulators durchzuführen.

	Seite
Die Schleuderpumpen	835
Die Schraubenpumpen	839
Dampfdruckpumpen oder Pulsometer	839
Dampfstrahlpumpen	849
Die Ejektoren	849
Die Injektoren	851
Nichtsaugende Injektoren	851
Saugende Injektoren	853

Die Gebläse.

	Seite
Die Kolbengebläse	860
Die stehenden Kolbengebläsemaschinen	862
Die liegenden Kolbengebläsemaschinen	865
Die Luftcompressoren	873
Die trockenen Compressoren	873
Die Ventilcompressoren	874
Die Schiebercompressoren	876
Halbnasse Compressoren	878
Nasse Compressoren	880
Compressoren mit gesteuerten Ventilen	883
Die Kapselgebläse	885
Kapselgebläse mit zwei Drehachsen	886
Die Schleudergebläse oder Ventilatoren	894
Ventilatoren ohne Vertheiler und mit geraden Flügeln	894
Ventilatoren ohne Vertheiler und mit gekrümmten Flügeln	896
Ventilatoren mit Vertheiler und geraden Flügeln	898
Ventilatoren mit Vertheiler und gekrümmten Flügeln	903
Die Schraubengebläse	907
Die Strahlgebläse	910

Regelnde Maschinentheile.

Die regelnden Maschinentheile sollen Ungleichmäßigkeiten in der Leistung oder beim Gange von Kraftmaschinen sowohl, wie von Arbeitsmaschinen mehr oder weniger ausgleichen. Solche Ungleichmäßigkeiten können verschiedenster Natur sein.

Ist beispielsweise die Kurbel an einer Dampfmaschine, einer Winde, einer Drehbank u. dergl. anzutreiben, ist also durch Vermittelung einer Triebstange eine hin- und hergehende Bewegung in eine Drehbewegung umzuwandeln, so haben wir es mit einer ungleichmäßigen Bewegung zu thun, bei welcher wir zwei Endstellungen unterscheiden müssen, nämlich die beiden Stellungen, bei welchen die geradlinige Bewegung von einer Richtung in die entgegengesetzt gerichtete sich umkehrt. Wie groß auch die Geschwindigkeit der hin- und hergehenden Bewegung sein mag, in diesen beiden Endstellungen muß sie gleich Null werden, damit die Bewegung in eine entgegengesetzte übergeführt werden kann. Mit den hin- und hergehenden Theilen aber müssen auch die sich drehenden Theile, also die Kurbel gegen diese Endstellungen hin, immer langsamer und von den Endstellungen an immer schneller sich bewegen. Wir haben es deshalb mit einer ungleichmäßigen Bewegung zu thun, welche sich in ganz bestimmten Zeiträumen immer wieder umkehrt und immer wieder in ganz bestimmter Weise verläuft.

Je geringer nun die schwingenden Massen sind, welche bei Ausübung der Drehbewegung auf die Kurbel einwirken, desto größer ist die Gefahr, daß die Drehbewegung der Kurbel in den Endstellungen der hin- und hergehenden Theile, also in den Stellungen, bei welchen ihre Bewegung gleich Null wird, gänzlich aufhört, und daß die Kurbeln über diesen Punkt nicht hinweg kommen.

Wir haben bereits früher erfahren — I. Theil, Seite 640 — daß diese Kurbelstellungen deshalb als Totpunktsstellungen bezeichnet werden.

Wenn nun auf die Kurbelwelle ein Schwungrad aufgesteckt wird, so werden die Massen des Schwungrades die Drehbewegung mitmachen. Die beschleunigende Kraft, welche dabei den Massen des Schwungrades ertheilt wird, kann es nun auf die Kurbelwelle gerade dann wieder abgeben, wenn die Kurbel den Totpunktslagen sich nähert und selbst an treibender Kraft verliert. Das Schwungrad regulirt

alsdann, indem es auf einem Theile seines Weges Kraft aufnimmt, also aufspeichert, und sie auf einem anderen Theile desselben wieder abgiebt.

Ein weiteres Beispiel dafür, in welcher Art das Schwungrad regelnd auf eine ungleichmäßige Leistung der Maschine einwirken kann, bieten die Stanzwerke. Alle Stanz- und Lochmaschinen laufen leer bis zu dem Augenblicke, wo das Material von dem Stempel der Stanze getroffen wird, dann erst und dann plötzlich hat die Maschine die ganze Arbeit zu leisten. Zur Ueberwindung dieses plötzlichen Widerstandes wird ebenfalls das Schwungrad benutzt. Es wird dazu auf einer Welle der Maschine aufgesetzt, sodaß es beim Leerlauf der Maschine die Geschwindigkeit dieser Welle annehmen kann. Auf diese Weise wird eine gewisse Kraft in den schwingenden Massen des Schwungrades aufgespeichert. In dem Augenblicke, wo die Stanzarbeit einsetzt, wirken die beschleunigten Massen des Schwungrades auf den Widerstand, welchen das Arbeitsstück bietet, ein und verrichten die Stanzarbeit.

Die Arbeit, welche in einem solchen Falle in den Schwungmassen eines Schwungrades aufgespeichert wird, kann eine sehr beträchtliche sein. Sie wächst mit der Größe der Massen und mit der Größe ihrer beschleunigten Bewegung, also mit ihrer Geschwindigkeit. Man kann auf diesem Wege in einem Schwungrad, indem man ihm eine immer größere Umdrehungsgeschwindigkeit giebt, Kräfte aufspeichern, welche, plötzlich entnommen, eine größere Arbeitsleistung zu verrichten im Stande sind, als die Kraftmaschine, welche den treibenden Einfluß auf das Schwungrad ausgeübt hat.

Von dieser Eigenschaft des Schwungrades macht man namentlich bei dem Prozeß des Walzens Gebrauch. Niemals kann man zwar, wie häufig irrthümlicher Weise von Nichtunterrichteten angenommen wird, durch Anwendung eines Schwungrades dauernd die Arbeitsleistung einer Kraftmaschine vergrößern. Man kann aber, wie soeben geschildert wurde, die Augenblicksleistung einer Kraftmaschine durch Anwendung eines Schwungrades steigern, indem man eine längere Zeit hindurch die Arbeit einer Kraftmaschine in dem Schwungrad ansammelt und seinen Massen eine immer beschleunigtere Bewegung ertheilt, dann aber plötzlich diese aufgespeicherte Kraft entnimmt.

Nicht immer ist man im Stande, zur Regelung von Ungleichmäßigkeiten im Gange der Maschinen das Schwungrad in Anwendung zu bringen. Wird zum Beispiel von einer Kraftmaschine aus eine größere Anzahl von Arbeitsmaschinen angetrieben, von denen bald die einen, bald die andern in Betrieb und außer Betrieb kommen, dann muß auch die treibende Kraft der Kraftmaschinen bald gesteigert und bald verringert werden können. Anderen Falles würde die Kraftmaschine um so langsamer laufen müssen, je mehr Arbeitsmaschinen eingerückt sind, oder sie müßte um so schneller laufen, je mehr Arbeitsmaschinen außer Betrieb kommen. Dies ist aber unzulässig. Die Arbeitsmaschinen dürfen nicht bald schneller, bald langsamer arbeiten. Vielmehr muß jede Arbeitsmaschine eine vorher bestimmte Geschwindigkeit haben, welche sich nur innerhalb gewisser enger Grenzen ändern darf. Ein Schwungrad in solchen Fällen zur Regelung anwenden zu wollen, ist offenbar nicht möglich, weil es schon bei einer kleinen Anzahl von Arbeitsmaschinen viel zu große Massen erfordern würde.

Ein anderer Fall, bei dem es einleuchtend ist, daß von der Anwendung eines Schwungrades abgesehen werden muß, liegt bei der Regelung der Geschwindigkeit eines Eisenbahnzuges vor. Wenn ein Eisenbahnzug von einer Lokomotive bergan gezogen wird, so leistet er selbstverständlich einen größeren Widerstand und erfordert deshalb eine größere treibende Kraft, als auf gerader Bahn. Dagegen werden sehr geringe Ansprüche an die Triebkraft der Lokomotive gestellt, wenn der Eisenbahnzug auf fallenden Bahnen rollt.

In solchen Fällen kann ein Schwungrad zur Regelung der Arbeitsleistung keine Verwendung finden, weil die Unterschiede in der Leistung zu große sind. Hierbei muß deshalb die treibende Kraft selbst geregelt werden können, also die Menge des Dampfes, welcher der Dampfmaschine zugeführt wird, oder die Gasmenge, welche der Betrieb der Gasmaschine erfordert u. dergl. mehr. Zur Regelung der treibenden Kraft, d. h. des treibenden Mittels, dienen die eigentlichen Regulatoren.

Eine Regelung der treibenden Kraft mittelst des eigentlichen Regulators macht sich beispielsweise auch dort erforderlich, wo eine größere Anzahl von Maschinen angetrieben werden sollen, von denen jede einen gleichmäßigen Gang haben und behalten muß. So erfordern unter anderen die Spinnmaschinen einen sehr gleichmäßigen Gang, weil von der Gleichmäßigkeit ihres Ganges auch die Gleichmäßigkeit und Haltbarkeit der Spinnfäden abhängt. Bei dem Spinnereibetrieb ist es geradezu ein Erforderniß, die treibende Kraft so zu regeln, daß weder durch Einrücken, noch durch Ausrücken einer Anzahl Maschinen eine merkbare Veränderung in der Geschwindigkeit eintreten kann. Eine derartige Regelung der treibenden Kraft ist gewöhnlich nur mittelst des Regulators durchzuführen.

alsdann, indem es auf einem Theile seines Weges Kraft aufnimmt, also aufspeichert, und sie auf einem anderen Theile desselben wieder abgiebt.

Ein weiteres Beispiel dafür, in welcher Art das Schwungrad regelnd auf eine ungleichmäßige Leistung der Maschine einwirken kann, bieten die Stanzwerke. Alle Stanz- und Lochmaschinen laufen leer bis zu dem Augenblicke, wo das Material von dem Stempel der Stanze getroffen wird, dann erst und dann plötzlich hat die Maschine die ganze Arbeit zu leisten. Zur Ueberwindung dieses plötzlichen Widerstandes wird ebenfalls das Schwungrad benutzt. Es wird dazu auf einer Welle der Maschine aufgesetzt, sodaß es beim Leerlauf der Maschine die Geschwindigkeit dieser Welle annehmen kann. Auf diese Weise wird eine gewisse Kraft in den schwingenden Massen des Schwungrades aufgespeichert. In dem Augenblicke, wo die Stanzarbeit einsetzt, wirken die beschleunigten Massen des Schwungrades auf den Widerstand, welchen das Arbeitsstück bietet, ein und verrichten die Stanzarbeit.

Die Arbeit, welche in einem solchen Falle in den Schwungmassen eines Schwungrades aufgespeichert wird, kann eine sehr beträchtliche sein. Sie wächst mit der Größe der Massen und mit der Größe ihrer beschleunigten Bewegung, also mit ihrer Geschwindigkeit. Man kann auf diesem Wege in einem Schwungrad, indem man ihm eine immer größere Umdrehungsgeschwindigkeit giebt, Kräfte aufspeichern, welche, plötzlich entnommen, eine größere Arbeitsleistung zu verrichten im Stande sind, als die Kraftmaschine, welche den treibenden Einfluß auf das Schwungrad ausgeübt hat.

Von dieser Eigenschaft des Schwungrades macht man namentlich bei dem Prozeß des Walzens Gebrauch. Niemals kann man zwar, wie häufig irrthümlicher Weise von Nichtunterrichteten angenommen wird, durch Anwendung eines Schwungrades dauernd die Arbeitsleistung einer Kraftmaschine vergrößern. Man kann aber, wie soeben geschildert wurde, die Augenblicksleistung einer Kraftmaschine durch Anwendung eines Schwungrades steigern, indem man eine längere Zeit hindurch die Arbeit einer Kraftmaschine in dem Schwungrad ansammelt und seinen Massen eine immer beschleunigtere Bewegung ertheilt, dann aber plötzlich diese aufgespeicherte Kraft entnimmt.

Nicht immer ist man im Stande, zur Regelung von Ungleichmäßigkeiten im Gange der Maschinen das Schwungrad in Anwendung zu bringen. Wird zum Beispiel von einer Kraftmaschine aus eine größere Anzahl von Arbeitsmaschinen angetrieben, von denen bald die einen, bald die andern in Betrieb und außer Betrieb kommen, dann muß auch die treibende Kraft der Kraftmaschinen bald gesteigert und bald verringert werden können. Anderen Falles würde die Kraftmaschine um so langsamer laufen müssen, je mehr Arbeitsmaschinen eingerückt sind, oder sie müßte um so schneller laufen, je mehr Arbeitsmaschinen außer Betrieb kommen. Dies ist aber unzulässig. Die Arbeitsmaschinen dürfen nicht bald schneller, bald langsamer arbeiten. Vielmehr muß jede Arbeitsmaschine eine vorher bestimmte Geschwindigkeit haben, welche sich nur innerhalb gewisser enger Grenzen ändern darf. Ein Schwungrad in solchen Fällen zur Regelung anwenden zu wollen, ist offenbar nicht möglich, weil es schon bei einer kleinen Anzahl von Arbeitsmaschinen viel zu große Massen erfordern würde.

Ein anderer Fall, bei dem es einleuchtend ist, daß von der Anwendung eines Schwungrades abgesehen werden muß, liegt bei der Regelung der Geschwindigkeit eines Eisenbahnzuges vor. Wenn ein Eisenbahnzug von einer Lokomotive bergan gezogen wird, so leistet er selbstverständlich einen größeren Widerstand und erfordert deshalb eine größere treibende Kraft, als auf gerader Bahn. Dagegen werden sehr geringe Ansprüche an die Triebkraft der Lokomotive gestellt, wenn der Eisenbahnzug auf fallenden Bahnen rollt.

In solchen Fällen kann ein Schwungrad zur Regelung der Arbeitsleistung keine Verwendung finden, weil die Unterschiede in der Leistung zu große sind. Hierbei muß deshalb die treibende Kraft selbst geregelt werden können, also die Menge des Dampfes, welcher der Dampfmaschine zugeführt wird, oder die Gasmenge, welche der Betrieb der Gasmaschine erfordert u. dergl. mehr. Zur Regelung der treibenden Kraft, d. h. des treibenden Mittels, dienen die eigentlichen Regulatoren.

Eine Regelung der treibenden Kraft mittelst des eigentlichen Regulators macht sich beispielsweise auch dort erforderlich, wo eine größere Anzahl von Maschinen angetrieben werden sollen, von denen jede einen gleichmäßigen Gang haben und behalten muß. So erfordern unter anderen die Spinnmaschinen einen sehr gleichmäßigen Gang, weil von der Gleichmäßigkeit ihres Ganges auch die Gleichmäßigkeit und Haltbarkeit der Spinnfäden abhängt. Bei dem Spinnereibetrieb ist es geradezu ein Erforderniß, die treibende Kraft so zu regeln, daß weder durch Einrücken, noch durch Ausrücken einer Anzahl Maschinen eine merkbare Veränderung in der Geschwindigkeit eintreten kann. Eine derartige Regelung der treibenden Kraft ist gewöhnlich nur mittelst des Regulators durchzuführen.

Schwungräder.

Der Ungleichmäßigkeit des Ganges von Maschinen und ihrer Arbeitsleistung beugt der Regulator vor, indem er die treibende Kraft der Kraftmaschine beeinflußt, während das Schwungrad sie ausgleicht, indem seine Schwungmassen bald in beschleunigte Bewegung gebracht werden und dadurch den Ueberschuß der vorhandenen Kraft aufnehmen, bald in verzögernde Bewegung gerathen und dadurch einen Theil der aufgenommenen Kraft wieder abgeben.

Die Regulatoren sind, weil sie die treibende Kraft selbst zu regeln haben, nur bei Kraftmaschinen zu gebrauchen. Die Schwungräder können bei Maschinen aller Art Verwendung finden, welche Ungleichmäßigkeiten ihres Ganges innerhalb gewisser Grenzen zeigen. Der Ausgleich der Unregelmäßigkeiten findet bei Regulatoren nur zu gewissen Zeiten statt, die von den Zufälligkeiten des Betriebes abhängen. Die Schwungräder aber werden dort verwendet, wo die Unregelmäßigkeiten in bestimmten Perioden wiederkehren.

Bei Kraftmaschinen kommen Regulatoren und Schwungräder auch gleichzeitig zur Anwendung, wenn nämlich die Kraftmaschinen Cylindermaschinen mit hin- und hergehender Bewegung sind, wie die Dampfmaschine. Bei derartigen Kraftmaschinen verursachen die arbeitenden Theile, welche die hin- und hergehende Bewegung in eine drehende umzusetzen haben, im Verlauf einer Umdrehung eine periodisch wiederkehrende ungleichmäßige Bewegung, zu deren Regelung es besonderer Schwungräder bedarf. Es wird aber andrerseits die Gesammtleistung der Kraftmaschinen nur durch Anwendung von Regulatoren geregelt werden können.

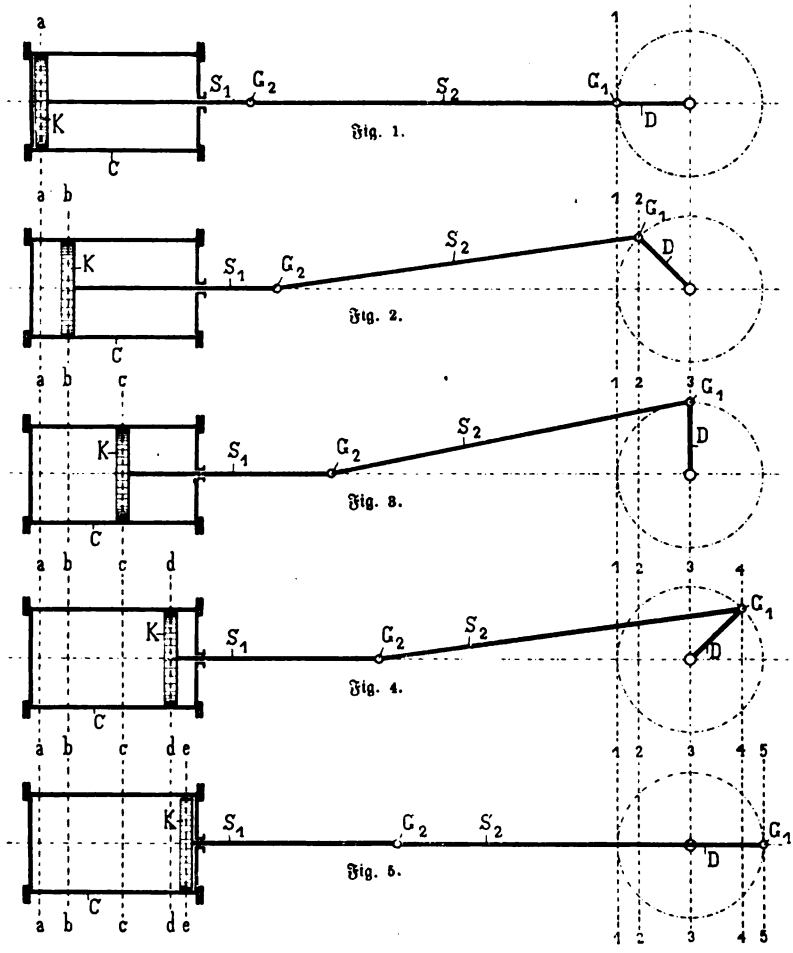
Rundlaufende Kraftmaschinen, wie Wasserräder, Windräder u. s. w., bedürfen keines besonderen Schwungrades, und zwar sowohl deswegen, weil sich eine Umsetzung von geradliniger in kreisende Bewegung bei ihnen nicht erforderlich macht, als auch schon deshalb, weil ihre kreisenden Massen so groß sind, daß sie selbst wie ein Schwungrad wirken und Ungleichmäßigkeiten ihres Ganges innerhalb gewisser Grenzen selbst auszugleichen im Stande sind.

Der Vorgang, wie er sich bei einer cylindrischen Maschine, beispielsweise einer Dampfmaschine, abspielt, die eine hin- und hergehende Bewegung in eine drehende umsetzt, ist so wichtig, daß es nothwendig ist, diesen Vorgang näher zu erörtern.

In den Figuren 1 bis 5 sind die verschiedenen Stellungen des Kolbens, der Schubstange und der Kurbel in Linienzeichnungen, welche innerhalb eines Kolben-

weges von diesen einzelnen Theilen eingenommen werden, zur Darstellung gebracht. C stellt den Cylinder dar, in welchem der Kolben K sich bewegt. Die Kolbenstange S_1 ist mit der Schubstange S_2, welche die Kurbel D angreift, durch das Gelenk G_2 verbunden, die Schubstange S_2 mit der Kurbel D durch Gelenk G_1.

Fig. 1 zeigt die Anfangsstellung. Der Kolben K steht am Ende des Cylinders. Die Kolbenstange S_1, die Schubstange S_2 und die Kurbel D fallen in eine gerade



Linie. Wir haben es sonach mit einer Totpunktsstellung zu thun, aus welcher die Maschine nicht angehen kann, ohne daß die Kurbel ein wenig nach der einen oder nach der anderen Seite gedreht wird. Hierbei steht der Kolben in der Linie a a, das Gelenk G_1 in der Linie 1 1.

Fig. 2 entspricht der Stellung, bei welcher die Kurbel ein Viertel ihres Bogenweges zurückgelegt hat. Der Gelenkpunkt G_1 ist dabei auf der Linie 2 2, der Kolben K auf der Linie b b angelangt. Es zeigt sich schon hier, daß, während die Kurbel ein Viertel ihres oberen Bogenweges zurücklegte, der Kolben noch nicht ein Viertel seines Weges durchlaufen hat.

Fig. 3 erläutert die Kurbelstellung der Kurbel D. Der Kurbelzapfen hat die Hälfte seines ganzen Umfangsweges zurückgelegt. Der Gelenkpunkt G_1 ist auf der Linie 1 1 der Kolben K auf der Linie c c angelangt. Der Kolben hat etwas über die Hälfte des Hinweges zurückgelegt, und zwar hat er auf der zweiten Hälfte des Hinweges eine bedeutend größere Wegstrecke durchlaufen, als auf der ersten. Der Kolben hat auf dem ersten Viertel des Kurbelweges die Strecke zwischen der Linie a a und der Linie 1 1 zurückgelegt, während des zweiten Viertels des Kurbelweges aber die größere Strecke zwischen der Linie 1 1 und der Linie c c. Während sonach die Kurbel gleiche Bogenwege zurücklegte, eilte der Kolben schneller gegen die Linie c c hin.

Fig. 4 erläutert die Stellung, bei welcher die Kurbel das dritte Viertel ihres Umfangsweges zurückgelegt hat. Der Gelenkpunkt G_1 ist auf der Linie 4 4 und der Kolben K auf der Linie d d angelangt. Der Kurbelzapfen hat dabei drei Viertel seines ganzen Umfangsweges durchteilt, während der Kolben mehr als drei Viertel seines Hubes zurückgelegt hat.

Fig. 5 zeigt die zweite Totpunktsstellung. Kolbenstange, Schubstange und Kurbel stehen wieder in einer geraden Linie. Die Kurbel hat ihren Hinweg vollendet und ebenso der Kolben. Der Gelenkpunkt G_1 ist dabei in der Endstellung auf der Linie 5 5 angelangt, der Kolben K auf der Linie e e. Offenbar hat auch auf dem zweiten Viertelwege der Kolben K ungleiche Wegestrecken zurückgelegt, indem er von der Linie d d auf der Linie e e und von der Linie d d nach der Linie c c gelangte. In derselben Zeit hat aber der Kurbelzapfen gleiche Bogenwege durcheilt, indem der Gelenkpunkt G_1 von der Linie 3 3 zur Linie 4 4 und dann von der Linie 4 4 zur Linie 5 5 gelangte. Während sonach die Kurbel auch auf der zweiten Hälfte ihres gleiche Wegestrecken zurücklegte, hat sich der Kolben K auf dem zweiten Teile seines Hinweges immer langsamer seiner Endstellung genähert.

In dieser Endstellung sollen aber beide, sowohl die Kurbel, als auch der Kolben, die Geschwindigkeit Null erreicht haben, weil die geradlinige Bewegung des Kolbens nach der einen Richtung aufgehört hat und in die entgegengesetzte Richtung umgekehrt werden soll.

Auf dem Rückwege muß sich genau der Vorgang in umgekehrter Weise wieder abspielen, wie auf dem Hinwege. Während die Kurbel bis zu ihrer Mittelstellung gleiche Wegestrecken zurücklegt und ihr Gelenkpunkt G_1 von der Linie 5 5 nach der Linie 3 3 gelangt, durcheilt der Kolben mit wachsender Geschwindigkeit die erste Hälfte seines Rückweges, bis er von der Linie e e auf der Linie c c angelangt ist. Auch auf dem letzten Viertel behält die Kurbel eine gleichmäßige Geschwindigkeit bei, und ihr Gelenkpunkt G_1 erreicht dabei wieder seine Anfangsstellung auf der Linie 1 1. In dieser Zeit verlangsamt sich die Bewegung des Kolbens K immer mehr, bis er auf der Linie a a in seiner Anfangsstellung, welche der ersten Totpunktsstellung entspricht, wieder angekommen ist.

Diese Ungleichmäßigkeit in der Bewegung des Kurbelmechanismus wird als absetzende Bewegung bezeichnet. Sie soll einigermaßen ausgeglichen werden durch Anwendung eines Schwungrades, welches auf der Kurbelwelle angebracht wird. Indem alsdann die Kurbelwelle das erste Viertel ihres Weges mit zunehmender Geschwindigkeit zurücklegt, bringt sie die Massen des Schwungrades in Bewegung.

und das Schwungrad gewinnt an lebendiger Kraft. Auf dem zweiten Viertel des Kurbelweges nimmt, wie wir gesehen haben, die Geschwindigkeit der Kurbelwelle ab. Das Schwungrad aber kann nunmehr einen Theil von seiner lebendigen Kraft an die Kurbelwelle abgeben und treibend auf diese einwirken. Ebenso wirkt das Schwungrad auf der unteren Wegehälfte des Kurbelzapfens und nimmt auf der ersten Hälfte desselben an lebendiger Kraft zu, während es auf der zweiten Hälfte dieses Weges einen Theil von der aufgenommenen Kraft wieder an die Kurbelwelle abgiebt. Bei jeder vollen Umdrehung wird sonach das Schwungrad zweimal ausgleichend wirken, und während die Kurbel ihre beiden Totpunktstellungen erreicht, wird das Schwungrad durch Abgeben eines Theiles seiner lebendigen Kraft den Mechanismus über diese beiden gefährlichen Punkte hinweghelfen.

Ueber diese Wirkung des Schwungrades äußern sich A. Laskus und H. Lang*):

„In den Perioden des Hubes, wo die Triebkraft den Widerstand überwiegt, sammelt das Schwungrad Arbeit an, indem es seine Geschwindigkeit, also auch seine lebendige Kraft vermehrt; sobald darauf die Triebkraft unter den Widerstand herabsinkt, giebt es diese Arbeit wieder an die Kurbelwelle ab, seine Geschwindigkeit, also auch seine lebendige Kraft verringernd. Ein Schwanken der Geschwindigkeit tritt also dennoch bei Anwendung eines Schwungrades ein, und es kommt nur darauf an, das Letztere so einzurichten, daß dieses Schwanken, d. h. die Abweichung von der gewünschten, mittleren Geschwindigkeit der Maschine, ein bestimmtes Maaß nicht überschreitet."

Je nach dem Grade, bis zu welchem man durch das Schwungrad die Geschwindigkeit einer Maschine reguliren will, hat man die Masse des Schwungrades zu bestimmen. In der Praxis begnügt man sich damit, diese Regelung bis zu einer bestimmten Grenze in jedem einzelnen Falle zu treiben.**)

Nach E. F. Scholl***) pflegt man bei Anlagen mit Arbeitsmaschinen, welche keine großen Schwungmassen besitzen, Abweichungen der mittleren Geschwindigkeit bis zu 2,5 % nach beiden Richtungen, im Sinne der Beschleunigung oder der Verlangsamung, zuzulassen. In besonderen Fällen geht man bis zu 1 % herunter.

Mit dem Gewichte des Schwungrades steigern sich aber auch die Reibungswiderstände der Welle in ihren Lagern. Deshalb nimmt man in solchen Fällen, wo eine große Gleichförmigkeit erforderlich ist, Zwillingsmaschinen, bei denen durch die versetzte Stellung ihrer Kurbeln die Unterschiede zwischen der treibenden und der den Widerstand leistenden Arbeitsmaschine schon an sich geringer ausfallen, als bei den eincylindrischen Maschinen.

---

*) A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder- und Centrifugalpendel-Regulatoren."

**) In A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren" heißt es:

Bezeichnet Δv die größte vorkommende Abweichung in der Geschwindigkeit des Schwungrades, dessen Masse = M sei, so vermag dasselbe während des normalen Ganges höchstens eine Arbeit $= \frac{M}{2} (\Delta v)^2$ abzugeben. Soll umgekehrt die Abgabe an Arbeit eine bestimmte sein, so zeigt die Formel, daß dieselbe mit einer um so geringeren Abweichung der Geschwindigkeit erzielt wird, je größer man die Masse des Schwungrades wählt . . ."

***) E. F. Scholl: „Führer des Maschinisten."

Am größten werden die Schwungräder ausfallen müssen bei Walzwerksmaschinen, bei denen, wie bei den Stanzwerken, der Widerstand sehr stark wechselt. Hat das Arbeitsstück die Walzen passirt, so wird die Geschwindigkeit der Maschine zunehmen und das Schwungrad an lebendiger Kraft gewinnen. Wird von Neuem ein Arbeitsstück zwischen die Walzen gebracht, so muß das Schwungrad die angesammelte Kraft plötzlich wieder abgeben.

Man bezeichnet als Ungleichförmigkeitsgrad*) des Schwungrades das Verhältniß der größten auftretenden Aenderung in seiner Geschwindigkeit zu seiner mittleren Geschwindigkeit. Der Ungleichförmigkeitsgrad einer Maschine drückt sich demnach aus durch das Verhältniß:

$$\frac{\text{größte Geschwindigkeits-Aenderung} - \text{kleinste Geschwindigkeits-Aenderung}}{\text{mittlere Geschwindigkeit.}}$$

Je nach dem Betrieb wird die Größe des Ungleichförmigkeitsgrades eine verschiedene sein dürfen. Mit der Größe der Massen des Schwungrades verringert sich auch die Größe seines Ungleichförmigkeitsgrades.

Maschinen für Spinnereien, Papierfabrikation u. dergl. verlangen große Schwungräder, weil man bei diesen Betrieben einen möglichst gleichförmigen Gang zu erreichen bemüht sein muß, wenn das Arbeitsprodukt ein gleichmäßiges sein soll.

Schwungräder-Arten.

Der Kranz des Schwungrades bildet die eigentliche Schwungmasse. Mit der Nabe, die zur Befestigung des Schwungrades auf der Welle dient, ist der Kranz durch einen Armstern verbunden. Entweder wird nun jeder dieser drei Theile für sich hergestellt, oder die Theile des Schwungrades werden zusammenhängend gegossen. Im letzteren Falle kann das ganze Schwungrad einen zusammenhängenden Körper bilden, oder es kann, wie die Riemenscheiben, Seilscheiben u. s. w., aus einzelnen Theilen zusammengesetzt sein.

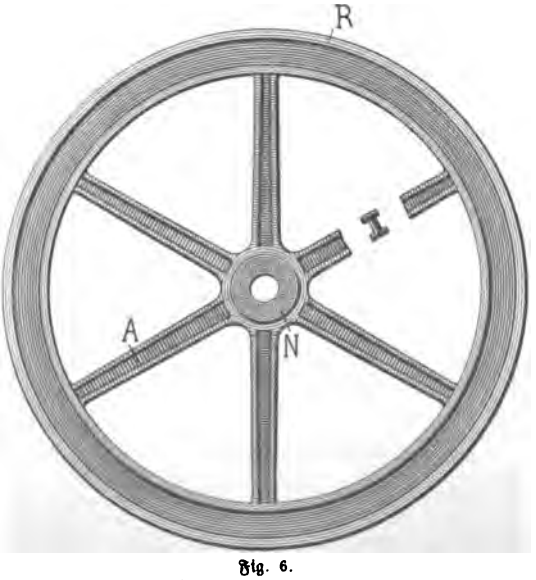


Fig. 6.

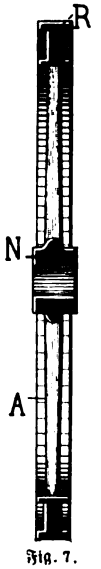


Fig. 7.

Fig. 6 und 7 zeigen ein unge-

*) Der Ungleichförmigkeitsgrad wird im Folgenden mit δ bezeichnet.

theiltes Schwungrad, wie man es bis zu 1,75 m Durchmesser anzuwenden pflegt. Es besteht aus dem Kranz oder Schwungring R, den Armen A und der Nabe N. Die Arme*), deren Anzahl 4—8 beträgt, laufen strahlenförmig von der Nabe nach dem Kranz hin und verjüngen sich gegen diesen.

Für kleinere Maschinen giebt man den Armen der Schwungräder auch eine geschweifte Form, und zwar mit Rücksicht auf ihre Herstellung in der Gießerei, weil bei geschweiften Armen die Oberflächenspannungen, welche beim Erkalten des Gußstückes auftreten, weniger leicht zerstörend wirken können, als bei geraden Armen.

Der Querschnitt der Arme, sowie der des Kranzes kann ein sehr verschiedener sein, wovon noch weiter unten die Rede sein wird. Er hat bei dem dargestellten Schwungrad eine I-Form.

Zur Befestigung des Schwungrades auf der Welle bedient man sich bei ungetheilten Schwungrädern der Keilverbindung. Bei getheilten Schwungrädern pflegt man neben der Schraubenverbindung, durch welche die einzelnen Theile zusammengehalten und auf der Welle durch Klemmung befestigt werden, die Nabe auch durch Schrumpfringe über der Schwungragwelle zusammen zu ziehen.

Fig. 8 und 9 stellen ein getheiltes Schwungrad dar, bei welchem die Theilungsebene zwischen zwei Arme fällt. Die Verbindung des Schwungrades mit der Welle ist

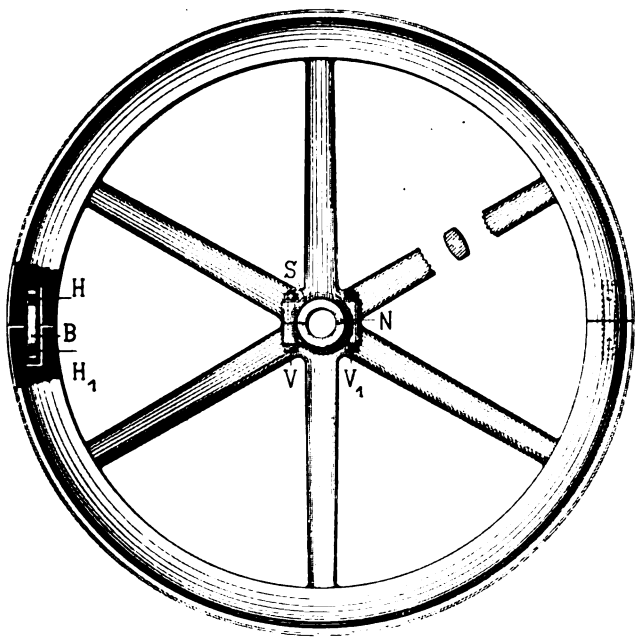


Fig. 8.

Fig. 9.

bei diesem Schwungrad mittelst Schrauben V und V_1 und Schrumpfringen S ausgeführt, und zwar in der Art, wie bei der Hanfseilscheibe I. Theil, Fig. 620 und 621.

*) Für die Anzahl der Arme eines Schwungrades kann man nehmen:

$$z = 2\,(1 + R),$$

wenn R = Radius des Schwungrades, auf ganze Meter abgerundet, bedeutet.

Durch die Schraubenverbindung wird die Nabe N zunächst auf der Schwungradwelle festgeklemmt und alsdann die schmiedeeisernen Schrumpfringe S von quadratischem Querschnitt auf die Nabe N warm aufgezogen. Dadurch wird die Nabe über der Welle zusammengezogen.

An dem Kranze wird zur Vereinigung der Schwungrädertheile die Keilverbindung benutzt. In die beiden sich gegenüberstehenden stumpfen Enden ist ein Bolzen B eingesetzt, der durch Flachkeile H und H_1 mit ihnen verbunden wird.

Die Arme verjüngen sich von der Nabe nach dem Kranze hin. Man pflegt für diese Verjüngung zweckmäßig $^1/_{12}$ bis $^1/_{15}$ der größten Armstärke anzunehmen.*)

Auch bei der Kranzverbindung Fig. 10 und 11 läßt man die Kranzenden A B stumpf zusammenstoßen. Der Schluß wird mittelst zweier schwalbenschwanzförmigen Laschen D und D_1 hergestellt, von denen — auf jeder Seite der Theilstelle — eine in eine entsprechende Vertiefung am Kranzkörper sich einlegt. Durchgehende Schraubenbolzen S und S_1 halten die Laschen gegen den Radkranz. Ein Bolzen F, der in die Endflächen der beiden Kranzenden A und B eingepaßt ist, beugt deren seitlicher Verschiebung vor.

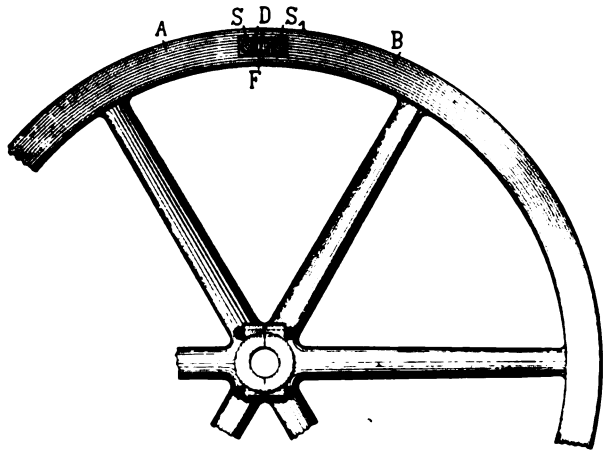


Fig. 10.

Fig. 11.

Wird die Theilebene des Schwungrades durch die Arme gelegt, so wird die Ausführung der der Hanfseilscheiben I. Theil, Fig. 618 und 619 entsprechen. Wie dort wird die Schlußverbindung mittelst Schraubenbolzen und Schrumpfringen her-

---

*) Nach A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren" kann man nehmen, wenn

δ = Nabendicke in Metern,
λ = Nabenlänge in Metern,
d = Durchmesser der Welle in Metern,
R = Halbmesser des Schwungrades bezeichnet, für

$$\delta = 0{,}5\,d$$

und für

$$\lambda = 1{,}7\,d + 0{,}08\,R.$$

Für den Befestigungskeil gilt:

Keilhöhe = 0,06 d + 3 mm,
Keilbreite = 1,8 × Keilhöhe bei Anwendung eines Keiles,
„ = 1,6 × „ „ „ von zwei Keilen,
„ = 1,5 × „ „ „ „ drei „ .

Den Schrumpfringen giebt man eine Seitenlänge von $^5/_4$ der Höhe des Befestigungskeiles.

gestellt, und wie dort wird die Anzahl der Verbindungsschrauben von der Größe des Schwungrades abhängig sein.

Mitunter wird das Kreuz des Schwungrades aus mehreren Theilen gemacht und diese Theile nachträglich mit den Armen verbunden. Fig. 12 zeigt ein Stück eines derartigen Schwungrades, die Arme A sind mit der Nabe N aus einem Stück gegossen, während der Radkranz R aus einzelnen Theilen besteht, welche unter einander und mit den Armen A verbunden sind. Bei der dargestellten Ausführung liegt an jedem zweiten Arme eine Verbindungsstelle. Die Verbindung der einzelnen Theile unter sich ist die in der Figur 8 dargestellte, während die Kranztheile mit den Armen durch schwalbenschwanzförmige Ansätze S vereinigt werden. Sie sind entweder an dem inneren Umfange der Kranztheile angegossen und werden von den Enden der Arme übergriffen, oder die Arme sind mit schwalbenschwanzförmigen Ansätzen versehen, die in entsprechende Angüsse an den Kranztheilen eingepaßt werden. In beiden Fällen wird die Verbindung der Theile mittelst Keile K und K_1 hergestellt.

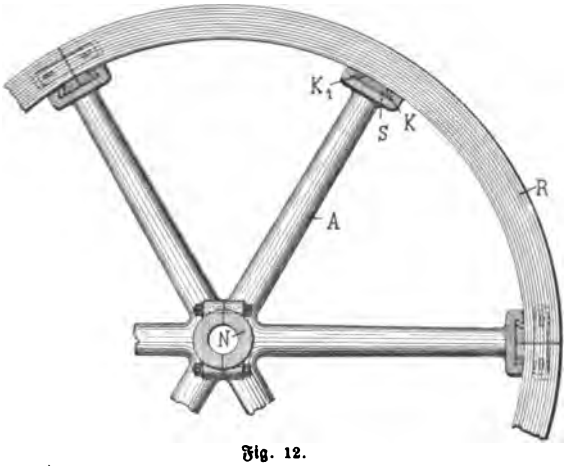


Fig. 12.

Ein Schwungrad, welches aus lauter einzelnen Theilen zusammengesetzt ist, geben Fig. 13 und 14 wieder. Die Nabe N ist als Rosette ausgebildet. Die Arme A

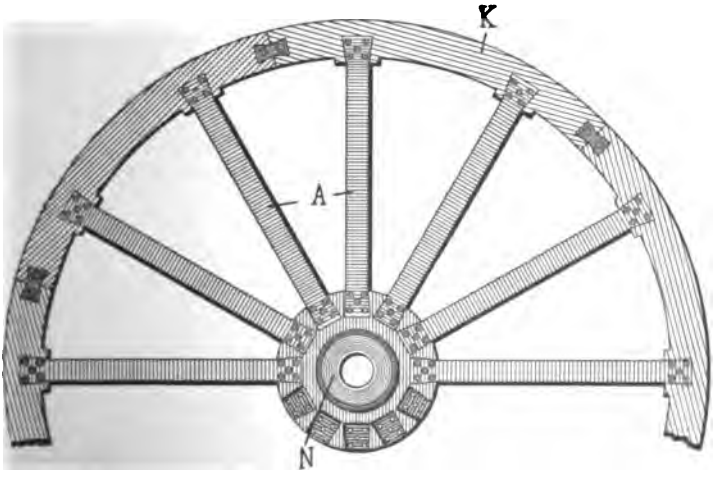


Fig. 13.

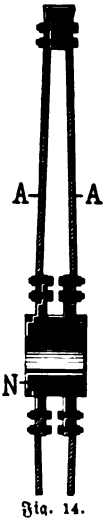


Fig. 14.

bestehen aus Flacheisen, sie legen sich in die Vertiefungen der Rosette ein und werden mit ihr mittelst Schrauben verbunden. Jeder Arm besteht aus zwei gegenübergestellten Flacheisenschienen. Auch mit dem Kranz K werden die Arme in gleicher Weise wie mit der Nabe durch Schrauben vereinigt. Zweckmäßig ist es, die Enden der Arme schwalbenschwanzförmig zu bearbeiten und in entsprechende Vertiefungen am Kranz und in der Nabe einzupassen. Die Verbindung der einzelnen oder aller Theile kann in der früher besprochenen Weise erfolgen.

Die bisher dargestellten Schwungräder können gleichzeitig auch als Riemenscheibe dienen. Sie werden für diesen Fall an ihrem Umfange wie die Riemenscheiben abgedreht. Wo man das Schwungrad nicht direkt als Riemenscheibe verwenden kann, bringt man eine Riemenscheibe neben dem Schwungrad an. Auch als Zahnrad benutzt man mitunter das Schwungrad selbst und versieht es alsdann an seinem Umfang mit Holzkämmen, ähnlich dem im I. Band Fig. 423 dargestellten Zahnrad. In neuerer Zeit kommt häufig zum Antrieb der Transmissionswellen der Kreisseiltrieb in Verwendung. Auch in diesem Falle kann das Schwungrad als Antriebsscheibe benutzt werden, wobei natürlich sein Kranz, wie der einer Hanfseilscheibe, ausgebildet werden und mit Rillen zur Aufnahme der einzelnen Seile versehen sein muß.

Schwungrad von Archibald Sharp in London.*) Ein Schwungrad, welches mit Speichen nach Art der Fahrräder ausgeführt ist, zeigen Fig. 15 und 16.

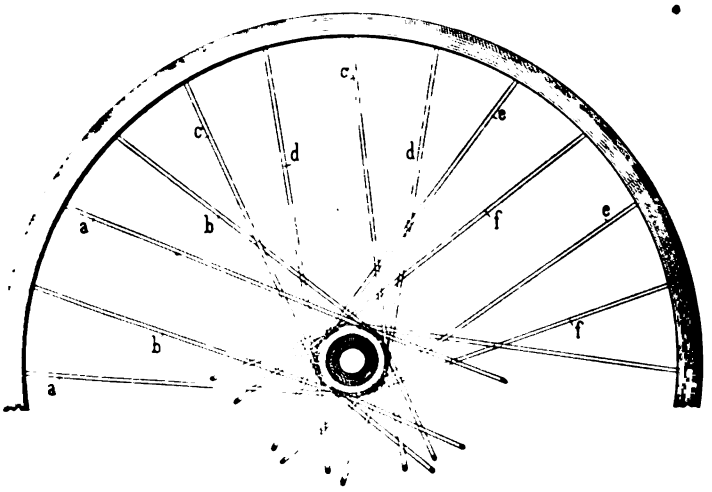


Fig. 15.

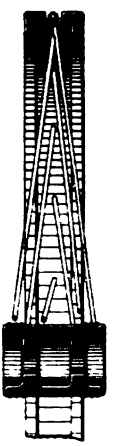


Fig. 16.

Je zwei Speichen bestehen aus einem Rundstabe, welcher um die Nabe herumgeschlungen wird, während die Enden in dem Radkranze befestigt sind. Die Schlinge legt sich in eine schraubenförmige Rille auf der Nabe ein, während die Enden der

*) „Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure“ Nr. 53, Jahrg. 1898.

Speichen mit Schraubengewinde versehen sind und durch eingelassene Muttern mit dem Radkranze verbunden werden. Die zusammengehörigen Speichen haben gleiche Buchstaben: a a, b b, c c, d d, e e, f f.

Der Constructeur Archibald Sharp hat das Schwungrad einem früher von ihm gefertigten Fahrrad nachgebildet. Das dargestellte Schwungrad wiegt bei einem Durchmesser von 3048 mm und 24 Speichen rund 1300 kg. Die Befestigungsmuttern der Speichen werden so stark angezogen, daß der Kranz mit etwa der gleichen Kraft zusammengespannt wird, wie sie während des Betriebes von der Fliehkraft in der entgegengesetzten Richtung erzeugt wird. Die Speichenpaare sind, wie bei den Fahrrädern, abwechselnd von der einen und der anderen Seite gegen den Kranz geneigt, um dem Schwungrad die erforderliche Steifigkeit zu geben.

Eine von allen bisher gebräuchlichen Schwungrädern abweichende Construction haben die Gebrüder Mannesmann in Remscheid für ihr Walzverfahren — I. Theil, Seite 674 — in Anwendung gebracht. Das Schwungrad ist in Fig. 17 und 18 dargestellt. Nabe, Arme und Kranz sind aus besonderen

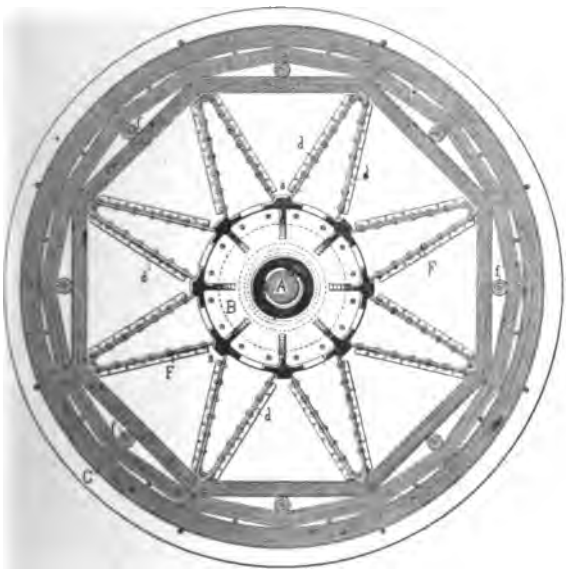


Fig. 17.

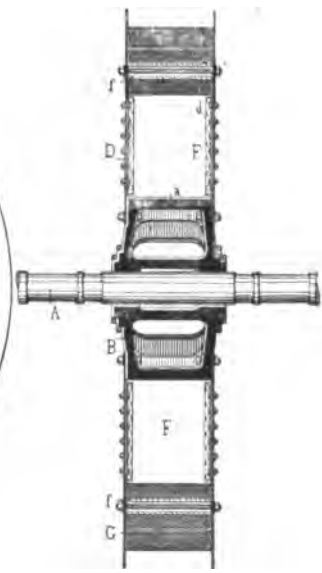


Fig. 18.

Theilen hergestellt, und es ist dabei jede Verbindung, welche durch Zugkräfte beansprucht würde, vermieden. Während bei den bisher besprochenen Schwungrädern der Schwungring aus massiven Stücken sich zusammensetzte, welche mit den Armen in feste Verbindung gebracht werden, wird bei dem Schwungrad von Mannesmann der Schwungring durch Aufwickeln von Draht oder Bandeisen über die Arme gebildet.

Bei Besprechung der Mannesmann'schen Röhrenwalzverfahren erwähnt Prof. Reuleaux*), daß zur Herstellung von 1—2zölligen Röhren 1700—2000 Pferdestärken erforderlich wären, wenn man nicht in der Lage wäre, sich des Schwungrades beim Walzvorgang zu bedienen. Er sagt darüber wörtlich:

„Die Krafteinführung geschieht nach dem Vorbilde, welches die alten Walzwerke bereits geben, nämlich vermittelst des Schwungrades. Das Schwungrad

---

*) Prof. Reuleaux: „Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1890", Seite 621 ff.

Ist v = mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Radkranzes,
v_1 = durch Kraftentziehung verminderte Umfangsgeschwindigkeit,
m = Masse des Schwungradkranzes,
dann ist die während der Kraftentziehung abgegebene Arbeitsgröße:

$$Q = \frac{m}{2}(v^2 - v_1^2).$$

Erfolgte diese Arbeitsabgabe in t Sekunden und ist:
P = gleichförmiger Widerstand des Walzwerkes während der Arbeit,
s = Weg, während dessen die Arbeitsabgabe geschah,
dann ist die Arbeitsstärke = abgegebene Arbeit in der Sekunde:

$$S = \frac{P\,s}{t} = \frac{m\,(v^2 - v_1^2)}{2\,t},$$

und da $\frac{s}{t} = c$ = der Geschwindigkeit,

$$N = \frac{P\,c}{75} = \frac{m\,v^2\left[1 - \left(\frac{v_1}{v}\right)^2\right]}{150\,t} \text{ in Pferdestärken.}$$

Es ist aber $m = \frac{G}{g}$, wenn
G = Gewicht,
g = Beschleunigung,
und sonach:

$$N = \frac{G\,v^2\left[1 - \left(\frac{v_1}{v}\right)^2\right]}{150\,g\,t}.$$

Wenn diese Formel für $G = 1000\,kg = 1$ Tonne
und für $v_1 = \frac{v}{2}$ bestimmt wird:

$$N_1 = \frac{3 \cdot 1000}{4 \cdot 150 \cdot 9{,}81}\,\frac{v^2}{t} = \frac{1}{2}\,\frac{v^2}{t}.$$

Es beträgt nun die Durchwalzungszeit t etwa 30 Sekunden, sodaß für jede Tonne des Schwungradkranzgewichtes

$$N_1 = \frac{1}{2}\,\frac{v^2}{30} = \frac{v^2}{60} \text{ Pferdestärken verfügbar sind.}$$

Sonach bei

v =	40	60	80	100 m
N_1 =	27	60	107	$166^2/_3$ Pferdestärken.

Bei der im Mannesmannwerk üblichen Umfangsgeschwindigkeit von 80 m kann so ein Schwungrad, dessen Kranzgewicht = 40 t beträgt, während einer Walzzeit von 30 Sekunden 4000 Pferdestärken abgeben.

Nimmt man an, daß dem Schwungrad dieses Arbeitsvermögen in 5 Minuten = 300 Sekunden wieder zugeführt werden soll, so genügt eine Kraftmaschine von dem zehnten Theil der Stärke, also von 400 Pferdestärken.

nimmt eine große Menge lebendiger Kraft auf, speichert diese auf, sammelt sie, wie ein Weiher die heraufgepumpten Wasser, und in dem Augenblicke, wo man viel Kraft braucht, läßt man diese Kraft auf einmal abströmen, d. h. in die Schwungradsprache übersetzt, man läßt letzteres die aufgespeicherte lebendige Kraft abgeben, dabei freilich sich verlangsamen, und kann dabei auf eine Arbeitsleistung in ganz kurzer Zeit kommen, die außerordentlich groß sein wird."

„Die Umfangsschnelle, welche wir einem Schwungrad aus Gußeisen höchstens geben dürfen, ist 40 m. Geht man darüber, steht die Gefahr des Zerspringens unmittelbar bevor. Die Erfinder erkannten, daß es vor Allem nothwendig sein werde, den Schwungradkranz aus festerem Baustoffe herzustellen, und haben denn den festesten Baustoff, den wir kennen, Gußstahldraht, gewählt. Das Rad wird gebaut wie eine Spule oder wie eine Garnwinde, wenn Sie wollen, und wird mit Draht umwickelt." . . . . „Der Armstern wird aus Schmiedeeisen hergestellt und so gebaut, daß die Stäbe nur auf Zug und Druck, nie auf Biegung beansprucht werden. Das Endergebniß ist, daß man einem solchen Schwungrade mit voller Sicherheit bis 100 m Umfangsschnelle geben darf."

Die Grenzen, bis zu welchen gußeiserne Schwungräder in Anspruch genommen werden können, liegen hiernach bei etwa 40 m Umfangsgeschwindigkeit. Hierzu kommt aber noch, daß die Verbindungen zwischen Armen und Schwungring sehr gefährliche Stellen bilden, welche einer beständigen Lockerung und Zerstörung ausgesetzt sind und erfahrungsmäßig Veranlassung zum Zerspringen des Schwungrades geben, sobald eine gewisse Geschwindigkeit desselben überschritten wird.

Aus diesen Gründen stellten die Gebrüder Mannesmann die Verbindung zwischen Schwungring und Arm nicht als eine starre her. Es wurde vielmehr jegliche auf Ueberwindung von Zugkraft berechnete Verbindung des Schwungringes mit den Armen völlig vermieden. Die Welle A trägt eine in Hohlguß hergestellte Nabe B, an welcher zwei Blechscheiben D befestigt sind. Diese Scheiben bilden zwischen sich eine Rinne, welche zur Aufnahme der den Schwungring G stützenden Arme F dienen. Die Arme bestehen aus gebogenen starken Blechstreifen. Diese stützen sich mit ihren beiden Enden gegen entsprechend gestaltete Flächen a an dem Umfang der Nabe B, während ihre nach dem Schwungrad gerichteten Spitzen dem Schwungring G als Stütze dienen. Die Arme F sind durch Winkeleisen d verstärkt und mit den beiden Blechscheiben D verschraubt.

Diese Verbindung der Arme mit den Blechscheiben dient indessen nur dazu, die Arme während der Bewickelung an ihrem Platze zu halten. Sie sollen der Hauptsache nach nur den nach dem Mittelpunkt des Rades gerichteten Druck der Bewickelung auszuhalten vermögen.

Die Anzahl der Windungen des Drahtes richtet sich nach der Masse, welche das Schwungrad erhalten soll. Die Windungen werden in mehreren Lagen über einander angeordnet und durch Zwischenstücke f von einander getrennt. Am besten eignet sich zur Bewickelung Draht von etwa 4 mm Durchmesser; da solcher noch gerade die nöthige Durchbiegungsfähigkeit besitzt, um die Wickelung ohne erhebliche Schwierigkeiten und mit der erforderlichen Spannung auszuhalten. Stärkerer Draht würde die Wickelung erschweren, schwächerer aber zu viel Zeit bei der

Herstellung erfordern. Denn schon bei einem Schwungring von 40 Tonnen = 40000 kg Gewicht beträgt die erforderliche Länge des 4 mm starken Drahtes 410 km, und die Aufwickelung nimmt 80—90 Arbeitsstunden in Anspruch.

Das Aufwickeln des Drahtes selbst geschieht zweckmäßig nach dem Zusammenbau der betreffenden Maschine, für welche das Schwungrad bestimmt ist. Unter Bremsung der Schwungradwelle setzt man dazu die Maschine in Gang und läßt den Draht sich aufwickeln, welcher zuvor durch ein Richtwerk und dann durch einen Spannungsregulator geht, der dazu bestimmt ist, den Draht bei der Aufwickelung unter gleichmäßiger Spannung zu halten. Der Draht wird entweder kalt oder warm aufgewickelt. Im letzteren Falle läßt man vor dem Aufwickeln den Draht durch eine Heizvorrichtung gehen.

Das Mannesmann'sche Schwungrad wird auch so ausgeführt, daß die Drahtwindungen D — Fig. 19 und 20 — in einem aus Blech zusammengesetzten

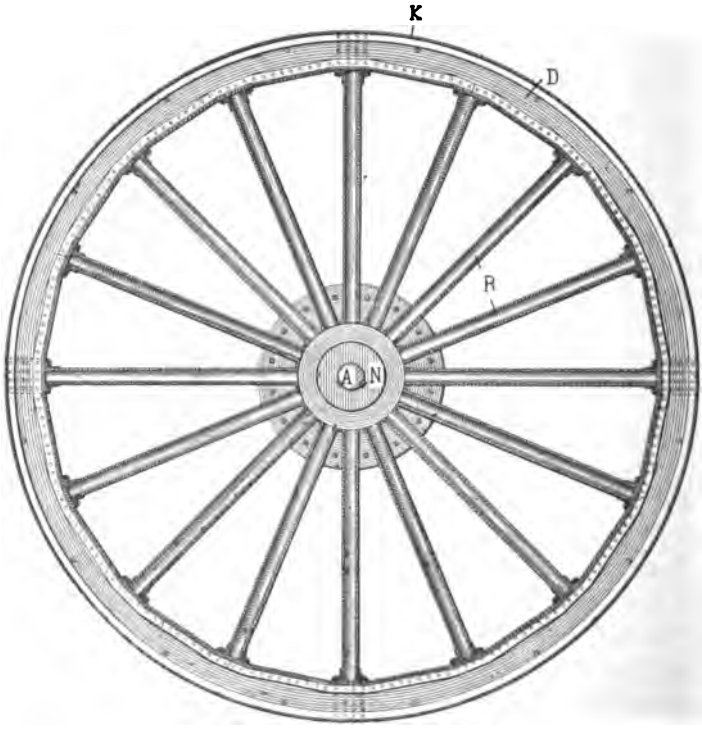


Fig. 19.

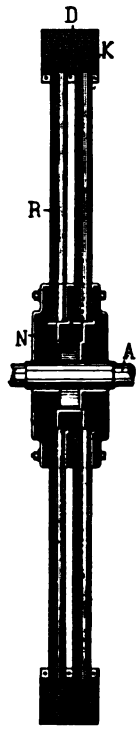


Fig. 20.

Radkranz K untergebracht werden, welcher durch Rohre R gegen die Nabe N hin abgestützt wird.

Größere Kraftmaschinen müssen durch irgend ein Hilfsmittel beim Anlassen in Bewegung gesetzt werden, da der Dampfdruck allein nicht immer im Stande ist, die ruhenden Massen der Maschine in Bewegung zu setzen. Zu diesem Zwecke werden sogenannte

Anstellvorrichtungen oder Schaltwerke benutzt. Sie sind so eingerichtet, daß sie an dem Umfange des Schwungrades angreifen und das Schwungrad allmählich in Drehung versetzen. Das Schwungrad erhält dazu an dem äußeren oder inneren Umfang seines Kranzes Zähne, mit welchen das Schaltwerk in Eingriff gebracht wird. Sind die Zähne an dem äußeren Umfange des Zahnkranzes erforderlich, so pflegt man sie vertieft anzubringen, sodaß sie über den Umfang des Rades nicht herausstehen. Die Construction der Schaltwerke selbst ist eine mannigfache. In der Hauptsache unterscheidet man einfach und doppelt wirkende Schaltwerke.*)

Construction und Berechnung der Schwungräder.

Das Schwungrad wird, während es regulirend auf die Maschine einwirkt, eine Geschwindigkeit annehmen, welche sich als mittlere aus der größten und kleinsten vorkommenden Geschwindigkeit ergiebt. Diese mittlere Geschwindigkeit, die dem Beharrungszustande der Maschine entspricht, wird auch als normale Geschwindigkeit der Maschine zu bezeichnen sein.**) Wie groß diese Geschwindigkeit höchstens sein darf, richtet sich nach der Festigkeit des Materials, aus welchem die Schwungmassen bestehen. Es kommt aber dabei nicht auf die Umdrehungszahl der Welle an, sondern auf die Geschwindigkeit, die jeder Punkt des Schwungringes erreicht, also auf die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades. Wird Gußeisen verwendet, so darf, wie wir bereits erfahren haben, die Umfangsgeschwindigkeit nicht mehr als 40 m in der Sekunde betragen. Bei dem Mannesmann'schen Schwungrad ist die höchste zulässige Umfangsgeschwindigkeit 100 m in der Sekunde, weil bei ihm Schmiedeeisen oder Stahl als Material für den Schwungring***) benutzt wird. In der Praxis

*) Siehe Herm. Häder: „Die Dampfmaschinen."

**) Bezeichnet:

v_1 = größte vorkommende Geschwindigkeit des Schwungrades,

v_2 = kleinste „ „ „ „ ,

so ergiebt sich die mittlere Geschwindigkeit zu

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2}.$$

***) Bezeichnet nach „Hütte", des Ingenieurs Taschenbuch:

V = Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes,

γ = spezifisches Gewicht desselben,

g = Beschleunigung durch die Schwere = 9,81 m,

so ergiebt sich die durch die Centrifugalkraft hervorgerufene Beanspruchung in dem Schwungringe in Kilogramm pro Quadratcentimeter:

$$k_z = \frac{\gamma \cdot V^2}{g}, \qquad \text{oder}$$

$$k_z = 0{,}076\ V^2,$$

wenn V = in Metern pro Sekunde gemessen wird. „Die Beanspruchung hängt also nur von V ab, beträgt z. B. für $V = 30$ m pro Sekunde, $k_z = 68$ kg pro Quadratcentimeter. Jedoch kommen durch die festhaltenden Arme Biegungsspannungen hinzu; hierdurch steigt die Beanspruchung auf $k_z = 0{,}109\ V^2$, was z. B. für $V = 30$ m pro Sekunde, $k_z = 98$ kg pro Quadratcentimeter ergiebt. Ferner wird k_z durch Stöße und durch Gußspannungen häufig sehr bedeutend vermehrt."

bleibt man mit den höchsten Geschwindigkeiten weit unter den wissenschaftlich zulässigen Geschwindigkeiten. Man nimmt mit Rücksicht auf Störungen, welche durch Stöße der Maschine, wie Druckwechsel u. s. w., auftreten können,

eine Umfangsgeschwindigkeit von 30 m in der Sekunde bei Gußeisen,

„ „ „ 80 „ „ „ „ „ Schmiedeeisen und Stahl an.

Bei kleineren Schwungrädern aus Gußeisen wird nur eine Umfangsgeschwindigkeit von 12—15 m in der Sekunde in Rechnung gezogen.

Als Ungleichförmigkeitsgrad einer Maschine bezeichnet man das Verhältniß der größten eintretenden Geschwindigkeitsänderung zur mittleren Geschwindigkeit. Die Größe des Ungleichförmigkeitsgrades hängt davon ab, welche Arbeit die Maschinen zu verrichten haben, und sie wird deshalb bald eine größere, bald eine kleinere sein können. Je nach der Art des Arbeitsproduktes darf die Maschine mit einem größeren oder kleineren Ungleichförmigkeitsgrad arbeiten.

Für eine Anzahl Arbeitsmaschinen ist der zulässige Ungleichförmigkeitsgrad δ nachstehend aufgeführt:

für Hammer- und Pochwerke $\delta = 1:5$,
„ Pumpen- und Schneidewerke $\delta = 1:20$ bis $1:30$,
„ Werkstätten-Triebwerke $\delta = 1:35$,
„ Webereien und Papierfabriken $\delta = 1:40$,
„ Mahlmühlen $\delta = 1:50$,
„ gewöhnliche Transmissionsdampfmaschinen $\delta = 1:40$ bis $1:60$,
„ Spinnereien bei niedriger Garnnummer $\delta = 1:50$ bis $1:60$,
„ „ „ hoher „ $\delta = 1:100$,
„ Dynamomaschinen $\delta = 1:150$,
„ Maschinen ohne bestimmten Zweck, bei Zahnräderbetrieb $\delta = 1:50$,
„ „ „ „ „ „ Riemenbetrieb $\delta = 1:35$.

Die Masse des Schwungringes oder sein Gewicht richtet sich nach der Größe der Kräfte, welche den gleichförmigen Gang der Maschine beeinflussen und demnach den Gang der Maschine bald zu hemmen, bald zu übereilen streben, also nach den Kräften, welche das Schwungrad unter Zunahme an Beschleunigung bald aufnehmen oder unter Verlust an Beschleunigung wieder abgeben muß.

Der Arbeitsüberschuß*), welcher auftritt, indem die Massen des Schwungrades an Beschleunigung zunehmen, ergiebt sich aus der Masse des Schwungrades, ihrer

*) Nach „Hütte", des Ingenieurs Taschenbuch, bezeichnet:
A = das größte in der Bewegungsperiode der Maschine auftretende, überschießende, resp. fehlende Arbeitsquantum in Meterkilogramm,
G = Gewicht des Schwungrades in Kilogramm,
M = Masse des Schwungringes,
v = mittlere Geschwindigkeit des Schwungringes,
δ = Ungleichförmigkeitsgrad,
g = Beschleunigung der Schwere = 9,81.
Dann ist $A = M \cdot v^2 \cdot \delta$.
„Durch Multiplikation mit $\frac{r^2}{R^2}$ auf dem Halbmesser R zurückgeführt, wenn R den Schwer-

mittleren Geschwindigkeit und dem Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine. Der letztere wird um so größer sein, je größer der Arbeitsüberschuß und je kleiner die Masse des Schwungringes ist.

Bei rechteckigem Querschnitt des Kranzes macht man
für große Räder die Breite b = der 2-fachen Stärke,
„ kleine „ „ „ b = „ $1^1/_2$ „ „ .

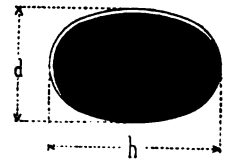


Fig. 21.

Will man bei einer Berechnung des Schwungrades die regelnde Wirkung der Arme berücksichtigen, so kann man annehmen, daß das Gewicht der Arme etwa $^1/_4$ des Gewichtes des Schwungringes beträgt.*)

Die Arme erhalten meistens die in Fig 21 bis 23 wiedergegebenen Querschnittsformen. Das Verhältniß der Stärke d zur Breite h des Querschnittes wird dabei:
bei rechteckigem Querschnitt mit geraden Seiten $d : h = {}^1/_3$,
„ „ „ „ kreisförmig abgerundeten Seiten $d : h = {}^1/_2$,
„ elliptischem „ . . . . . $d : h = {}^2/_3$.**)

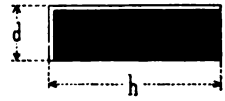


Fig. 22.

Durch die Schwungkraft, welche dem Kranze des Schwungrades mitgetheilt wird, werden:

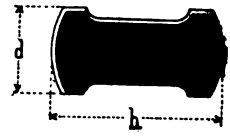


Fig. 23.

---

punktsabstand des Ringquerschnittes von der Drehachse (Annäherung für dessen Trägheitshalbmesser) bedeutet. Von dieser Masse braucht jedoch wegen Vermehrung des Trägheitsmomentes des Schwungrades durch dessen Arme nur etwa 0,9 verwirklicht werden, sodaß sich als auszuführendes Gewicht des Schwungringes ergiebt:

$$G = 0{,}9\ M\ g\ \frac{r^2}{R^2} = 8{,}8\ M\ \frac{r^2}{R^2},$$

worin r = Kurbelhalbmesser in Metern bedeutet."

Hieraus folgt der Querschnitt F in Quadratcentimetern des Schwungringes zu:

$$F = 0{,}22\ \frac{G}{R},$$

wenn R in Metern einzusetzen ist.

*) A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren."
Bezeichnet
G = das nach Obigem korrigirte Schwungringgewicht in Kilogramm,
R = Schwungradhalbmesser in Metern,
a = radiale Höhe des rechteckigen Kranzquerschnittes in Metern,
b = achsiale „ „ „ „ „ „ ,
so ist $G = 45240 \,.\, a \,.\, b \,.\, R.$
Nimmt man, wie oben bereits angegeben,

bei kleinen Rädern $\frac{a}{b} = 2$, dann wird $b = \frac{1}{300}\sqrt{\frac{G}{R}}$,

„ großen „ $\frac{a}{b} = 1{,}5$, „ „ $b = \frac{1}{260}\sqrt{\frac{G}{R}}$.

**) A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren."
In allen drei Fällen ist:

$$h = \mu \sqrt[3]{\frac{N}{n}},$$

in der ersten Periode die Arme in ihrer Längsrichtung auf Zug beansprucht. Der Schwungring ist bestrebt, von den Armen sich loszureißen;

in der zweiten Periode, während das Schwungrad seine Kraft abgiebt und an Geschwindigkeit verliert, werden die Arme aber auch auf Biegung beansprucht.

Für die Biegungsbeanspruchung der Arme kann man rechnen:

Für Arme aus Gußeisen 90—100 kg für jeden Quadratcentimeter,

„ „ „ Schweißeisen 350—400 „ „ „ „

Bezüglich der Beanspruchung der Arme sagt Weisbach*):

„Da die lebendige Kraft, mit welcher das Schwungrad den Gang der Maschine regulirt, vermittelst der Radarme auf die Welle und die übrigen Maschinentheile übertragen wird, so werden hierdurch auch in den Armen gewisse Spannungen hervorgerufen. Diese Spannungen sind stetigen Aenderungen in ihrer Größe und Richtung unterworfen, denn da das Schwungrad während jeder Periode abwechselnd von der Welle aus getrieben wird und auf die Welle treibend zurückwirkt, so werden die Arme abwechselnd nach der einen und der anderen Seite gebogen."

Der Halbmesser des Schwungrades wird in der Praxis etwa fünfmal so groß gewählt, als der Kurbelhalbmesser. Es ist indessen in erster Linie darauf zu achten, daß die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades kleiner ausfällt, als die höchste zulässige Beanspruchung. Auch auf die Größe der erforderlichen Schwungmassen hat die Anfangsgeschwindigkeit einen größeren Einfluß, als der Halbmesser des Schwungrades.

---

worin N = Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken,

n = Anzahl der Umdrehungen des Schwungrades pro Minute bedeutet.

h ist in der Richtung der Radebene zu messen.

Für μ gelten die Werthe

bei einer Anzahl der Arme =	4	5	6	8	10	12
μ =	0,20	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14.

*) Weisbach: „Ingenieur- und Maschinenmechanik."

Regulatoren.

Wie schon in der Einleitung dieses Abschnittes hervorgehoben wurde, sollen die als Regulatoren bezeichneten Maschinen-Elemente die Gleichförmigkeit des Ganges einer Maschine durch Aenderung der treibenden Kraft erreichen.

Bei den Schwungrädern handelt es sich um eine Regelung der Ungleichmäßigkeiten des Ganges der Maschine, welche periodisch eintreten und sich ebenso wiederholen.

Es kommen aber auch Störungen des gleichmäßigen Ganges der Maschine vor, welche nur zeitweise und in verschiedenstem Grade auftreten. Solchen Störungen sind alle Kraftmaschinen, welche den Betrieb zu unterhalten haben, ausgesetzt. Von den Arbeitsmaschinen, welche sie antreiben, werden bald mehr, bald weniger gleichzeitig gebraucht, und dadurch muß die Leistung der Betriebsmaschine bald eine größere, bald eine kleinere sein. Der Bedarf an Kraft wird mit den Arbeiten, welche die Maschine zu verrichten hat, und den Störungen, welche sich diesen Arbeiten entgegensetzen, schwanken.

Trotz alledem darf die Betriebsmaschine ihre Geschwindigkeit nur wenig oder am besten gar nicht ändern. Würde die Betriebsmaschine bei wechselnder Inanspruchnahme auch ihre Geschwindigkeit ändern, so müßten alle Arbeitsmaschinen bald schneller, bald langsamer laufen, und es könnte ein gleichmäßiges Produkt von den Maschinen kaum noch erzeugt werden. Schon im Voraus muß man festsetzen können, welche Geschwindigkeit eine jede der Arbeitsmaschinen haben soll. Nach der Geschwindigkeit, mit welcher die Arbeitsmaschinen zu laufen haben, bestimmt sich die Umdrehungszahl der Transmissionsanlage, die die Bewegung der Betriebsmaschine auf die Arbeitsmaschine zu übertragen hat. Von der Gleichmäßigkeit des Ganges der Betriebsmaschine hängt sonach zunächst die Gleichmäßigkeit des Ganges der Transmission und damit auch die jeder einzelnen Arbeitsmaschine ab, und es muß daher dafür gesorgt sein, daß unter allen Umständen der Gang der Kraftmaschinen ein möglichst gleichmäßiger ist.

Dies läßt sich nur erreichen durch Beeinflussung der Größe der treibenden Kraft selbst, sodaß diese verringert wird, wenn weniger Arbeit, und vermehrt wird, wenn mehr Arbeit zu leisten ist. Es muß daher beispielsweise mehr Dampf der Dampfmaschine oder mehr Gasgemisch der Gasmaschine zugeführt werden, wenn steigende Ansprüche an die Leistung dieser Maschinen gestellt werden. Denn wir können durch Veränderung der Menge des Dampfes oder Gasgemisches, also über-

in der erſten Periode die Arme in ihrer Längsrichtung auf Zug beanſprucht. Der Schwungring iſt beſtrebt, von den Armen ſich loszureißen;

in der zweiten Periode, während das Schwungrad ſeine Kraft abgiebt und an Geſchwindigkeit verliert, werden die Arme aber auch auf Biegung beanſprucht.

Für die Biegungsbeanſpruchung der Arme kann man rechnen:

Für Arme aus Gußeiſen 90—100 kg für jeden Quadratcentimeter,
„ „ „ Schweißeiſen 350—400 „ „ „ „

Bezüglich der Beanſpruchung der Arme ſagt Weisbach*):

„Da die lebendige Kraft, mit welcher das Schwungrad den Gang der Maſchine regulirt, vermittelſt der Radarme auf die Welle und die übrigen Maſchinentheile übertragen wird, ſo werden hierdurch auch in den Armen gewiſſe Spannungen hervorgerufen. Dieſe Spannungen ſind ſtetigen Aenderungen in ihrer Größe und Richtung unterworfen, denn da das Schwungrad während jeder Periode abwechſelnd von der Welle aus getrieben wird und auf die Welle treibend zurückwirkt, ſo werden die Arme abwechſelnd nach der einen und der anderen Seite gebogen.“

Der Halbmeſſer des Schwungrades wird in der Praxis etwa fünfmal ſo groß gewählt, als der Kurbelhalbmeſſer. Es iſt indeſſen in erſter Linie darauf zu achten, daß die Umfangsgeſchwindigkeit des Schwungrades kleiner ausfällt, als die höchſte zuläſſige Beanſpruchung. Auch auf die Größe der erforderlichen Schwungmaſſen hat die Anfangsgeſchwindigkeit einen größeren Einfluß, als der Halbmeſſer des Schwungrades.

---

worin N = Anzahl der zu übertragenden Pferdeſtärken,
n = Anzahl der Umdrehungen des Schwungrades pro Minute bedeutet.
h iſt in der Richtung der Radebene zu meſſen.

Für μ gelten die Werthe

bei einer Anzahl der Arme =	4	5	6	8	10	12
μ =	0,20	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14.

*) Weisbach: „Ingenieur- und Maſchinenmechanik.“

Regulatoren.

Wie schon in der Einleitung dieses Abschnittes hervorgehoben wurde, sollen die als Regulatoren bezeichneten Maschinen-Elemente die Gleichförmigkeit des Ganges einer Maschine durch Aenderung der treibenden Kraft erreichen.

Bei den Schwungrädern handelt es sich um eine Regelung der Ungleichmäßigkeiten des Ganges der Maschine, welche periodisch eintreten und sich ebenso wiederholen.

Es kommen aber auch Störungen des gleichmäßigen Ganges der Maschine vor, welche nur zeitweise und in verschiedenstem Grade auftreten. Solchen Störungen sind alle Kraftmaschinen, welche den Betrieb zu unterhalten haben, ausgesetzt. Von den Arbeitsmaschinen, welche sie antreiben, werden bald mehr, bald weniger gleichzeitig gebraucht, und dadurch muß die Leistung der Betriebsmaschine bald eine größere, bald eine kleinere sein. Der Bedarf an Kraft wird mit den Arbeiten, welche die Maschine zu verrichten hat, und den Störungen, welche sich diesen Arbeiten entgegensetzen, schwanken.

Trotz alledem darf die Betriebsmaschine ihre Geschwindigkeit nur wenig oder am besten gar nicht ändern. Würde die Betriebsmaschine bei wechselnder Inanspruchnahme auch ihre Geschwindigkeit ändern, so müßten alle Arbeitsmaschinen bald schneller, bald langsamer laufen, und es könnte ein gleichmäßiges Produkt von den Maschinen kaum noch erzeugt werden. Schon im Voraus muß man festsetzen können, welche Geschwindigkeit eine jede der Arbeitsmaschinen haben soll. Nach der Geschwindigkeit, mit welcher die Arbeitsmaschinen zu laufen haben, bestimmt sich die Umdrehungszahl der Transmissionsanlage, die die Bewegung der Betriebsmaschine auf die Arbeitsmaschine zu übertragen hat. Von der Gleichmäßigkeit des Ganges der Betriebsmaschine hängt sonach zunächst die Gleichmäßigkeit des Ganges der Transmission und damit auch die jeder einzelnen Arbeitsmaschine ab, und es muß daher dafür gesorgt sein, daß unter allen Umständen der Gang der Kraftmaschinen ein möglichst gleichmäßiger ist.

Dies läßt sich nur erreichen durch Beeinflussung der Größe der treibenden Kraft selbst, sodaß diese verringert wird, wenn weniger Arbeit, und vermehrt wird, wenn mehr Arbeit zu leisten ist. Es muß daher beispielsweise mehr Dampf der Dampfmaschine oder mehr Gasgemisch der Gasmaschine zugeführt werden, wenn steigende Ansprüche an die Leistung dieser Maschinen gestellt werden. Denn wir können durch Veränderung der Menge des Dampfes oder Gasgemisches, also über-

haupt des treibenden Mittels der Kraftmaschine ihre Leistung verändern, ohne ihre Geschwindigkeit dabei verändern zu müssen. Diesem Zwecke der Regulirung der Menge des treibenden Mittels der Kraftmaschine sollen die eigentlichen Regulatoren dienen.

A. Laskus und H. Lang*) sagen von dem Regulator: er sorgt mit aller ihm zu Gebote stehenden Kraft dafür, die Betriebsmaschine in ihrer Gleichgewichtslage, d. h. ihre Geschwindigkeit, unverändert zu erhalten. Der Einfluß des Regulators auf die Betriebsmaschine muß ein so kräftiger sein, daß er einerseits einen ungehinderten Zufluß der Menge des treibenden Mittels gestattet, anderseits durch Verminderung dieses Zuflusses die Betriebskraft so abschwächt, als nothwendig ist, um die Verzögerung der Bewegung hervorzubringen.

Alle Regulatoren müssen an der Bewegung der Kraftmaschine selbst Antheil nehmen, wenn sie bei wachsender Geschwindigkeit der Maschine weniger und bei abnehmender Geschwindigkeit mehr treibende Kraft der Maschine zufließen lassen sollen. Hieraus ergiebt sich schon, daß durch die Anwendung von Regulatoren eine absolute Gleichförmigkeit des Ganges nicht erreicht werden kann, weil sie auf die Geschwindigkeit der Betriebsmaschine erst einwirken können, wenn eine Aenderung in der Geschwindigkeit der Maschine bereits eingetreten ist. Eine gewisse Ungleichförmigkeit des Ganges der Maschine wird also stets vorhanden sein. Je geringer nun die Geschwindigkeitsschwankungen der Maschine sein können, durch welche der Regulator beeinflußt wird und rückwirkend wieder seinen Einfluß auf die Maschine ausübt, desto besser wird der Regulator sein.

Die Veränderungen der Menge des treibenden Mittels, also des Dampfes, der Gasgemische u. s. w., welche der Betriebsmaschine zugeführt werden, sind abhängig von der Größe der Durchlaßöffnungen der Rohrleitung, durch welche das treibende Mittel zur Kraftmaschine befördert wird. Wir wissen, daß diese Durchflußöffnungen durch Abschlußorgane, Hähne, Schieber, Ventile u. dergl., verkleinert oder vergrößert werden können, und daß von der Stellung der Letzteren die Größe der Durchflußöffnung abhängig ist. Der Regulator wird deshalb, wenn er auf die treibende Kraft der Betriebsmaschine einen Einfluß ausüben soll, die Abschlußorgane für die Zuflußöffnung steuern müssen. Und er soll dies thun mit Hilfe eines Zwischenmechanismus, welcher als Stellzeug bezeichnet wird.

Nach Prof. Grashof**) kann man alle Regulatoren eintheilen in:

1. Regulatoren, die durch dieselbe Ursache in Thätigkeit gesetzt werden, welche den Widerstand der Kraftmaschine ändert;
2. „ die durch die erfolgte Aenderung dieses Widerstandes in Thätigkeit kommen;
3. „ die erst durch die eingetretenen Geschwindigkeitsänderungen wirksam werden.

Die Regulatoren der ersten Art sind nur ausnahmsweise anwendbar. Wenn die Regulatoren durch dieselbe Ursache in Thätigkeit gesetzt werden sollen, welche den

*) A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren."

**) Prof. Grashof: „Theoretische Maschinenlehre II."

Widerstand der Betriebskraft ändert, so kann man nur annehmen, daß eine einzige Ursache auf den Regulator und auf die Arbeitsmaschinen gleichzeitig einwirkt, um eine solche Aenderung hervorzurufen. Es kann dies beispielsweise bei Schraubendampfern der Fall sein, wenn durch starke Schwankungen des Schiffes die Schraube aus dem Wasser theilweise auftaucht, und ihr Widerstand, welchen sie im Wasser gefunden hat, wesentlich verringert wird. Alsdann kann durch eine geeignete Vorrichtung an dem Schiff die durch die Schwankung des Schiffes einseitig hervorgerufene Störung auf einen Regulator einwirken, der in gleicher Weise, wie die Schraube, durch den veränderten Wasserwiderstand auf dieser Seite des Schiffes in Thätigkeit gesetzt wird. Hierbei ist die einzige Ursache, welche den Widerstand der Schraube ändert, die Bewegung des Wassers gerade auf dieser Seite des Schiffes, wo die Schraube liegt, und diese einzige Ursache soll auch auf den Regulator einwirken und ihn in Thätigkeit setzen. Der Regulator wird also nicht von der Maschine betrieben und verhindert deshalb auch nicht eine Aenderung ihrer Triebkraft. Diese Regulatoren sind nur sehr selten ausführbar, weil in den meisten Fällen die Gleichgewichtsstörungen zwischen treibender und widerstehender Kraft aus den verschiedensten Ursachen eintreten werden und nicht nur aus einer einzigen Ursache, wie wir dies bei dem Schraubendampfer angenommen hatten.

Die Regulatoren der zweiten Art sind nur dann anwendbar, wenn Störungen entweder von der Kraftmaschine oder von der Arbeitsmaschine zu erwarten sind, und sie würden sogar diese Störungen vergrößern und den Gang der Maschine ungleichförmig machen, wenn die Störungen an beiden, also sowohl an der Kraftmaschine wie an der Arbeitsmaschine, gleichzeitig auftreten. Derartige Regulatoren bestehen der Hauptsache nach aus einer elastischen Kupplung, welche zwischen der Kraftmaschine und der Arbeitsmaschine eingeschaltet wird. Sie müssen sich, wenn die Kraftmaschine mehr Arbeit leistet, als sie bei normalem Gang zu leisten hat, stärker verdrehen, und diese Bewegung wird zur Einstellung einer Absperrvorrichtung benutzt. Brauchen umgekehrt die Arbeitsmaschinen mehr Kraft, so wird die elastische Kupplung auf die Regelungsvorrichtung einwirken, sodaß die Kraftmaschine eine geringere Arbeit leistet. Für diesen Fall würde sonach der Regulator, wie schon erwähnt, fehlerhaft arbeiten.

Diese beiden ersten Arten bezeichnet Prof. Reuleaux*) als Dynamometrische Regulatoren (vom griechischen dynamis = Kraft und metron = Maaß, also: Kraft messende Regulatoren), weil die veränderte Kraftgröße den Regulator direkt beeinflußt. Nicht aber die veränderte Geschwindigkeit, welche die Maschine angenommen hat.

Die Regulatoren der dritten Klasse bezeichnet Prof. Reuleaux als Tachometrische Regulatoren (vom griechischen tachys = schnell und metron = Maaß, also Schnelligkeit messende Regulatoren), weil diese Regulatoren durch die Geschwindigkeitsänderungen der Maschine beeinflußt werden. Die Regulatoren dieser Klasse treten also erst in Thätigkeit, wenn eine Geschwindigkeitsänderung schon eingetreten ist. Theoretisch wäre dies ein Fehler der Regulatoren, praktisch genügt es jedoch, wenn

*) Prof. Reuleaux: „Der Constructeur."

der Regulator so arbeitet, daß die Maschine in möglichst engen Grenzen die Geschwindigkeit des Regulators ändert.

Prof. Grashof*) sagt des Weiteren über diese Regulatoren:

„Darin aber, daß ihre Wirksamkeit von den Ursachen der Ungleichförmigkeit des Ganges abhängig ist, liegt ein wesentlicher und um so größerer Vortheil, je vielfältiger jene Ursachen sein können. Thatsächlich haben auch die unter 3 genannten Regulatoren viel allgemeinere Anwendung, als die unter 1 und 2 genannten, gefunden."

Wir wollen hier nur die Regulatoren der letzten Art, also die Tachometrischen Regulatoren, besprechen, weil diese im Maschinenbau fast ausschließlich verwendet werden. Aber auch von dieser Klasse der Regulatoren wollen wir ausführlich nur die Centrifugal-Regulatoren behandeln.

Wir können nämlich die tachometrischen Regulatoren in folgende fünf Gruppen eintheilen:

1. Die Interferenz-Regulatoren (vom lateinischen interferentia = Durchkreuzung, Unterschied),
2. „ hydraulischen Regulatoren (vom griechischen hydor = Wasser),
3. „ Windflügel-Regulatoren,
4. „ Beschleunigungs-Regulatoren,
5. „ Centrifugal-Regulatoren (vom lateinischen centrum = Mitte und fugale = fliehen, d. i. von der Mitte fort fliehen).

Von diesen fünf Gruppen ist nur die letztere von besonderer Bedeutung für den Maschinenbau. Die ersten vier Gruppen sollen hier nur ganz kurze Erwähnung finden.

1. Die Interferenz-Regulatoren.

Diese Regulatoren treten erst in Thätigkeit, wenn die Geschwindigkeitsänderung bereits eingetreten ist. Ihre Wirkung beruht darauf, daß der Gang der Maschine, welche von dem Regulator beeinflußt werden soll, in Beziehung gebracht wird zu irgend einer gleichförmigen Bewegung. Es wird der Unterschied dieser beiden Bewegungen, also das Voreilen oder Zurückbleiben der Maschinenbewegung gegenüber der gleichförmigen Bewegung dadurch gemessen, daß beide Bewegungen auf ein Stellzeug übertragen werden. Weil also die Unterschiede zwischen einer gleichförmigen Bewegung und einer ungleichförmigen Bewegung zur Regelung benutzt werden, deswegen werden auch diese Regulatoren als Differenz-Regulatoren (vom lateinischen differentia = Unterschied) bezeichnet.

Meistens sind diese Regulatoren so eingerichtet, daß von zwei Achsen eine direkt mit der Maschine, welche regulirt werden soll, gekuppelt wird, also auch von dieser ihre Bewegung erhält. Der zweiten Achse wird eine gleichmäßige Bewegung gegeben,

*) Prof. Grashof: „Theoretische Maschinenlehre II"

beispielsweise durch ein Uhrwerk. Beide Achsen werden durch einen Zwischenmechanismus verbunden, der auf das Stellzeug einwirkt. Durch letzteres soll das Abschlußorgan verstellt werden, welches das treibende Mittel, also beispielsweise Dampf, der Maschine zuströmen läßt. Der Zwischenmechanismus ist nun so eingerichtet, daß er in Ruhe bleibt, wenn die beiden Achsen eine gleich große Geschwindigkeit haben. Aendert sich aber die Geschwindigkeit der Maschine, so erhält der Zwischenmechanismus und das Stellzeug eine andere Stellung, und das Abschlußorgan läßt dementsprechend eine größere oder geringere Menge des treibenden Mittels der Kraftmaschine zuströmen.

Ein Regulator dieser Art, der zur Regulirung der Wassermenge, die einem Wasserrade zugeführt wird, in Anwendung kommt, ist der von Gebrüder Laukner. Auf der Verlängerung der Wasserradachse wird ein kleines Wasserrad aufgesetzt. Die Wasserradachse ist an dieser Stelle mit Gewinde versehen und die Nabe des kleinen Hilfswasserrades mit dem entsprechenden Muttergewinde. Wenn nun dem Hilfswasserrad eine möglichst gleichgroße Wassermenge zugeführt wird, so behält es auch eine gleichförmige Umdrehungsgeschwindigkeit, da es stets leer mitläuft. Die Wassermenge, mit welcher das kleine Rad gespeist wird, wird so gewählt, daß es bei normaler Geschwindigkeit des großen Wasserrades eine gleiche Geschwindigkeit mit diesem hat. Dabei wird sich aber das kleine Wasserrad gegen die Welle, auf welcher es aufgeschraubt ist, nicht verdrehen. Verringert sich aber beispielsweise die Geschwindigkeit des großen Wasserrades, weil es mehr Arbeit zu verrichten hat, so wird durch den Unterschied der Geschwindigkeiten beider Wasserräder das kleinere gegenüber der Welle sich verdrehen und vor- oder zurückgeschraubt werden. Und diese Bewegung des kleinen Wasserrades wird dazu benutzt, um mittelst eines dazwischen angeordneten Stellzeuges den Schützen zu verstellen, ihn aufzuziehen und dem großen Wasserrad eine größere Wassermenge zuzuführen, sodaß es mehr Arbeit leisten kann. Sobald das große Wasserrad wieder seine normale Geschwindigkeit angenommen hat, ist der Gleichgewichtszustand eingetreten, und bei jedesmaliger Störung desselben wird das Hilfswasserrad in ähnlicher Weise auf der Hauptwelle verschoben und das Stellzeug beeinflußt werden.

Ein Regulator von Cohen, David und Siama in Paris ist nach Weisbach*) in Fig. 24 und 25 wiedergegeben. Ein gewöhnliches Pendel CA ist durch eine Cylinderhemmung C mit einem Steigrad B in Verbindung gesetzt, sodaß das Letztere durch Einfluß der schwingenden Bewegung des Pendels eine gleichmäßige Umdrehung in dem Sinne des Pfeiles erhält. An dieser Drehung nimmt auch das innere verzahnte Zahnrad E Theil. Dies geschieht aber nicht dadurch, daß die beiden Räder auf derselben Achse K fest aufgesetzt sind; es ist vielmehr das Zahnrad E auf der Achse des Steigrades nur lose aufgesteckt und mit dem Steigrad durch eine Spiralfeder verbunden. Lose um die Achse K drehen sich auch die Zahnrädchen F und H, sowie die Hebel DO und KL, von denen der letztere mit einer Zugstange Z des Stellzeuges gelenkartig verbunden ist. Der Hebel DO trägt auf dem Zapfen D die beiden Zahnräder M und N, die mit den Zahnrädern F und H in Eingriff

*) Weisbach: „Ingenieur- und Maschinenmechanik III, 1."

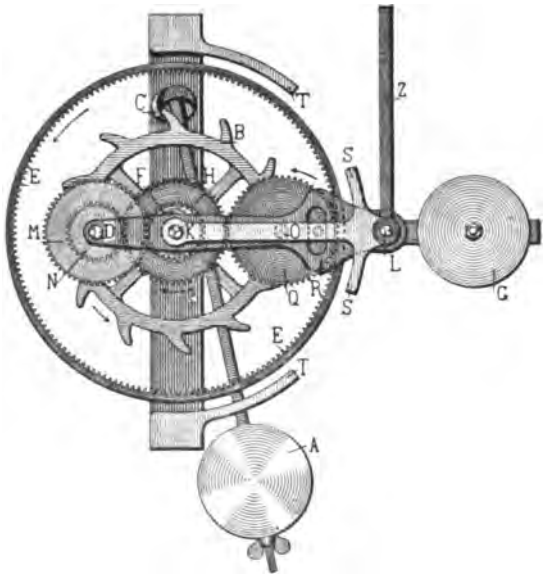


Fig. 24.

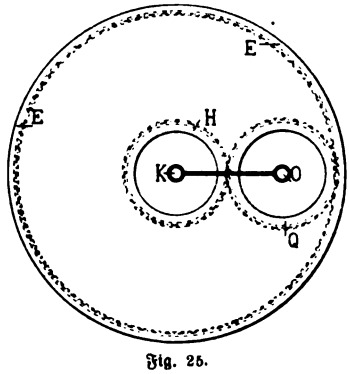


Fig. 25.

stehen, und auf dem Zapfen O das Zahnrad Q, welches mit den Zahnrädern E und H in Eingriff steht.

So lange das Rad Q bei normaler Geschwindigkeit der Maschine dieselbe Umfangsgeschwindigkeit erhält, welche das innere verzahnte Rad E hat, wird der Hebel D O kein Bestreben haben, eine Drehung um die Achse K zu machen. Bei Zu- oder Abnahme der Maschinengeschwindigkeit aber wird das Zahnrad Q innerhalb des Zahnrades E eine auf- oder niedersteigende Bewegung machen, um den Hebel D O in eine schwingende Bewegung zu versetzen, welche er dem Hebel K L mittheilt. Damit wird aber auch die Zugstange Z und das Stellzeug beeinflußt.

Zur Begrenzung der Bewegung dienen einerseits die Anschläge T T, anderseits die Nasen S an dem Stellhebel K L. Da die Pendellänge dieses Regulators sich leicht verändern läßt, so kann er für verschiedene Geschwindigkeiten der Maschine ohne Schwierigkeiten eingestellt werden.

2. Die hydraulischen Regulatoren.

Bei diesen Regulatoren werden die Gleichgewichtslagen eines in senkrechter Richtung beweglichen Schwimmers, der mit dem Stellzeug fest verbunden ist, abhängig gemacht von der Menge einer Flüssigkeit, die von der Maschine in ein Gefäß gefördert wird und aus einer Oeffnung desselben wieder ausfließt. Ein solcher Regulator besteht in der Hauptsache aus einer kleinen Pumpe, die von der Maschine betrieben wird, welche zu reguliren ist, und welche Wasser in einen Sammelbehälter fördert. Aus diesem Behälter fließt das Wasser durch eine Oeffnung an seinem Boden der Pumpe wieder zu.

Die Vorrichtung ist nun so eingestellt, daß bei normaler Geschwindigkeit der Maschine das Wasser in dem Behälter bis zu einer bestimmten Höhe steigt, und daß

von dieser Zeit an die Menge des Wassers, welches von der Pumpe dem Behälter immer wieder zugeführt wird, eben so groß ist, wie die, welche aus dem Behälter nach der Pumpe hin wieder abläuft. Bei einer Aenderung der normalen Geschwindigkeit der Maschine wird auch die Pumpe schneller oder langsamer arbeiten und das Wasser in dem Wasserbehälter steigen oder fallen müssen.

Der Schwimmerkörper, welcher in dem Wasserbehälter untergebracht ist, wird beim Steigen oder Fallen des Wassers eine Bewegung machen und diese auf das Stellzeug übertragen.

Die Regulatoren dieser Art haben namentlich bei Wasserrädern Anwendung gefunden.

3. Die Windflügel-Regulatoren.

Der von der Geschwindigkeit der Maschine abhängige Luftwiderstand, den ein bewegter Flügel findet, wird bei diesen Regulatoren zur Beeinflussung eines Stellzeuges gebraucht. Diese Art von Windflügel-Regulatoren sind wohl zu unterscheiden von den sogenannten Windfängen, wie sie bei Uhrwerken vorkommen — I. Theil Seite 154. Letztere vergrößern oder verringern bei einer Geschwindigkeitsänderung des Uhrwerkes den Widerstand. Bei den Windflügel-Regulatoren wird der Unterschied zwischen dem Luftwiderstand, welchen der Flügel findet, und der Geschwindigkeit der Maschine zur Regelung benutzt.

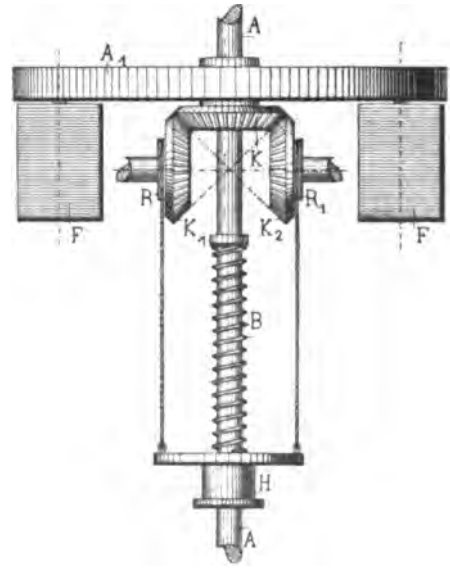


Fig. 26.

Von den Regulatoren dieser Klasse sei hier nur der Regulator von Silver nach Prof. Grashof*) erwähnt, der in Fig. 26 wiedergegeben ist. Auf der Regulatorwelle A, welche von der Maschine in Umdrehung versetzt wird, ist ein kleines Schwungrad A_1 lose aufgesetzt, welches die Windflügel F trägt, die unter beliebigem Winkel eingestellt werden können. Das Kegelrad K ist mit der Schwungradnabe fest verbunden und steht mit zwei gegenüber angeordneten Kegelrädern K_1 und K_2 in Eingriff, welche auf besonderen Zapfen sich drehen. Mit den beiden Kegelrädern K_1 und K_2 fest verbunden sind die Kettenrollen R und R_1, deren Ketten die Hülse H tragen. Durch Drehung der Kegelräder wird die Hülse H auf der Achse gegen die Wirkung der Schraubenfeder B gehoben, und die Stellvorrichtung, welche der Hülse angehängt wird, beinflußt werden.

*) Prof. Grashof: „Theoretische Maschinenlehre II."

Die Regulatoren der beiden folgenden Klassen werden durch eine Kraft bethätigt, welche mit der Geschwindigkeit rasch zu- und abnimmt. Ist diese Kraft die Beschleunigung, so haben wir es mit

Beschleunigungs-Regulatoren

ist es die Schwungkraft, so haben wir es mit

Centrifugal-Regulatoren zu thun.

4. Die Beschleunigungs-Regulatoren.

Wird beispielsweise durch irgend eine elastische Uebertragung ein Schwungrad von einer Maschine angetrieben, so ändert es seine Geschwindigkeit nicht plötzlich. Es wird demnach ein solches Schwungrad bei einer Geschwindigkeitszunahme der Maschine einen Widerstand leisten, bei einer Geschwindigkeitsabnahme auf die Maschine eine Kraft ausüben können. Diese Wirkungen können auf ein Stellzeug übertragen werden.

Der Regulator von Siemens — Fig. 27 — beruht auf diesem Grundsatz. Das Schwungrad ist dabei durch ein Centrifugalpendel ersetzt, welches durch die Riemenscheibe R und durch die Kegelräder B, C und D, von denen nur das letztere mit der Regulatorwelle A fest verbunden ist, seine Umdrehung erhält. Die Kegelräder B und D sind von gleicher Größe, während das dazwischen liegende Kegelrad C kleiner als die beiden anderen ist. Dreht sich das Kegelrad B in dem Sinne des Pfeiles, dann wird sich durch diese Uebertragung das Pendel im entgegengesetzten Sinne herumdrehen müssen.

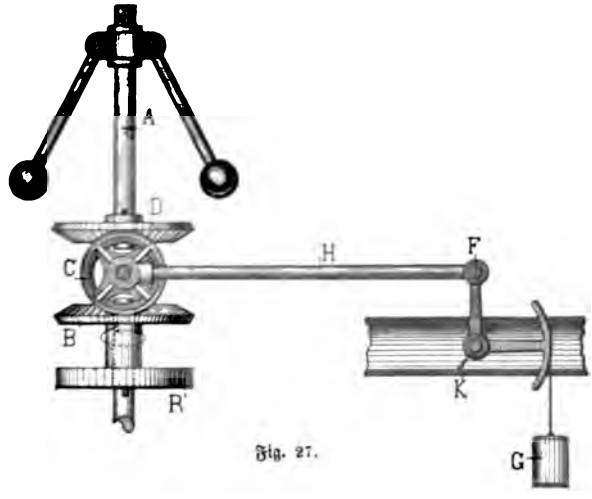


Fig. 27.

Wenn nun die Geschwindigkeit der Maschine und die des Kegelrades B wächst, so wird das Centrifugalpendel durch seine Trägheit nicht sofort nachfolgen können. Es wird sonach das Kegelrad B sich schneller drehen, als das Kegelrad D, und diesem voreilen. Die Achse des Zwischenrades C dreht sich nicht in festem Lager, sondern läuft in einer Buchse der Zugstange H, welche die Drosselklappenstellung beherrscht. Der Zugstange H wirkt das Gewicht G entgegen, welches die Drosselklappe K zu verschließen bestrebt ist. Sobald das Kegelrad B dem Kegelrad D vorzueilen sucht, wird die Zugstange H mitgenommen und die Drosselklappe K gegen die Wirkung

des Gewichtes G weiter geöffnet. Umgekehrt wird beim Zurückbleiben des Kegelrades B die Drosselklappe K mehr geschlossen werden.

An Stelle des Centrifugalpendels kann auch ein einfaches Pendel zur Anwendung kommen. Fig. 28 stellt einen einfachen Regulator dieser Art dar, wie er bei kleinen Gasmotoren zur Anwendung kommt. Von einem Excenter des Motors wird der Schieber S bewegt, an welchem der Winkelhebel H schwingend angesetzt ist. Der untere Arm des Winkelhebels läuft in einen Haken aus, während der obere Arm von dem Gegengewicht Q gegen die Wirkung der Feder F nach unten gezogen wird. Beim Aufgang des Schiebers nimmt der Haken die Klinke A des Gasventiles mit und öffnet es. Der Winkelhebel H macht die Schieberbewegung mit. Die Bewegung, welche dabei dem Winkelhebel mitgetheilt wird, nimmt auch das Gewicht an. Dabei wird letzteres in Folge seiner Trägheit mit einer Kraft, welche der Beschleunigung entspricht, zurück zu bleiben bestrebt sein.

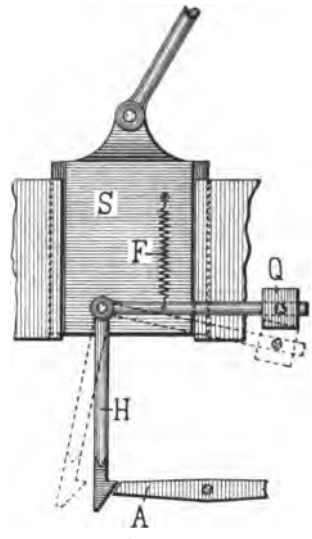


Fig. 28.

Die Beschleunigung des Schiebers S hängt aber von der Umdrehungszahl ab, mit welcher der Gasmotor arbeitet. Ueberschreitet diese eine bestimmte Grenze, so wird die Beschleunigung so groß, daß das Gewicht durch die Trägheit seiner Masse nicht folgen kann und gegen die Zugkraft der Feder den Winkelhebel in die einpunktirte Stellung herunterdrückt. Das Hakenende wird dabei so weit herausgedreht, daß die Klinke A des Ventiles nicht mehr getroffen werden kann. Es bleibt also in diesem Falle das Gasventil geschlossen, und da kein neues Gas in die Maschine gelangt, macht sie eine Zündung weniger. Die Beschleunigung des belasteten Winkelhebels H wirkt somit regelnd auf die Maschine ein.

Für die Kraftmaschine und im Besonderen für die Dampfmaschine am wichtigsten sind

5. Die Centrifugal-Regulatoren.

Sie beruhen auf der Wirkung der Fliehkraft eines Centrifugalpendels und wurden von James Watt zum ersten Mal zur Regelung der Geschwindigkeit von Dampfmaschinen angewendet.

In Fig. 29 ist ein einfaches Centrifugalpendel dargestellt. Auf der Achse AB ist das Pendel CD drehbar gelenkartig aufgehängt, sodaß es um seinen Gelenkpunkt und gleichzeitig um die Achse A schwingen kann. Als Pendelgewicht dient die Kugel D. Durch die Drehung um die Achse AB wird in der Kugel die Centrifugalkraft in der Richtung DH hervorgerufen. Anderseits wirkt

das Gewicht der Kugel in der Richtung D G nach unten. Die Mittelkraft zwischen dieser Centrifugalkraft und der Schwerkraft der Kugel fällt in die Richtung D J und ist bestimmend für die Lage des Pendelarmes.*)

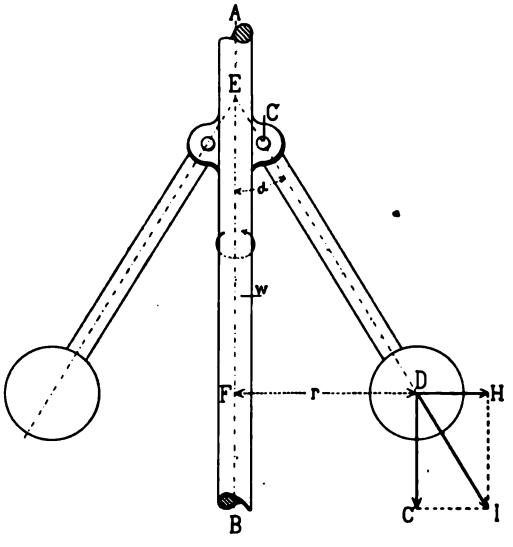


Fig. 29.

Es ist einleuchtend, daß mit steigender Umdrehungsgeschwindigkeit der Achse A B der Winkel, welchen das Pendel mit der Achse einschließt, sich vergrößern muß, indem die Kugel des Pendels angehoben wird. Ebenso wird sich der Winkel verkleinern, wenn die Umdrehungsgeschwindigkeit der Achse nachläßt.

Mit Hilfe eines solchen Pendels kann nun die Regelung der Geschwindigkeit einer Maschine in verschiedenster Weise erfolgen.

---

*) In Weisbach: „Maschinen- und Ingenieur-Mechanik III, 1" heißt es:

„Um diese Bedingung rechnerisch festzustellen, sei das Gewicht der Kugel mit G — Fig. 29 —, der Achsenabstand ihres Schwerpunktes D F mit r, der Winkel, welchen der Pendelarm mit der Achse bildet, F E D mit α und die Winkelgeschwindigkeit der Achse mit ω bezeichnet; alsdann ist die Centrifugalkraft durch

$$P = M \omega^2 r = \frac{G}{g} \omega^2 r$$

gegeben. Die Bedingung des Gleichgewichtes lautet daher

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P}{G} = \frac{\omega^2 . r}{g},$$

oder

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{r . \operatorname{cotg.} \alpha}} = \sqrt{\frac{g}{h}},$$

wenn die Projektion des Pendelarmes auf die Achse E F = r . cotg. α gleich h gesetzt wird. Bezeichnet man noch mit t die Zeit einer Umdrehung der Achse in Sekunden, sodaß also $\omega = \frac{2\pi}{t}$ ist, so erhält man aus

$$\frac{2\pi}{t} = \sqrt{\frac{g}{r . \operatorname{cotg.} \alpha}},$$

auch

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{r . \operatorname{cotg.} \alpha}{g}} = 2\pi \sqrt{\frac{h}{g}}.$$

Eine Vergleichung dieses Werthes für t mit dem Ausdrucke für die Zeit einer Doppelschwingung eines gewöhnlichen Kreispendels von der Länge r, wofür $t = 2\pi \sqrt{\frac{r}{g}}$ gefunden wurde, zeigt, daß die Umdrehungszeit des Centrifugalpendels übereinstimmt mit der Schwingungsdauer eines Kreispendels, dessen Länge gleich der Projektion des Centrifugalpendels auf die Achse ist."

Man unterscheidet:

Hinsichtlich des Systemes:

1. Statische Regulatoren (vom griechischen staris = Verweilen, Stillstehen, d. h. hier Regulatoren, welche im Zustand des Gleichgewichtes verweilen).
2. Astatische Regulatoren (mit astatisch wird der dem statischen entgegengesetzte Zustand bezeichnet).

Hinsichtlich der Einwirkungen unterscheidet man zwischen:

1. Direkt wirkenden Regulatoren und
2. Indirekt wirkenden Regulatoren.

Unter statischen Regulatoren versteht man solche, welche bei jeder Geschwindigkeit im Gleichgewichtszustand sich befinden, bei denen aber zugleich auch jeder Geschwindigkeit eine andere Stellung der Regulatorgewichte entspricht.

Bei den astatischen Regulatoren sind die Regulatorgewichte nur bei der normalen Geschwindigkeit des Regulators im Gleichgewicht. Wird jedoch die normale Geschwindigkeit überschritten, so steigen oder fallen die Regulatorgewichte unaufhörlich.

Als direkt wirkende Regulatoren werden diejenigen bezeichnet, bei denen die Bewegung des Regulators auf das Stellzeug direkt einwirkt.

Indirekt wirkende Regulatoren sind solche, wo der Regulator auf einen Zwischenmechanismus einwirkt und das Stellzeug erst durch einen Uebertragungsmechanismus beeinflußt wird.

Wir werden jedoch bei unserer Besprechung die Regulatoren nach allgemeineren Gesichtspunkten unterscheiden, und zwar darnach, ob der Wirkung der Centrifugalkraft Gewichte oder Federn entgegenwirken. So lange die Regulatoren auf senkrechten Achsen sich drehen, können Gewichte dazu verwendet werden, um der Centrifugalkraft der Regulatoren entgegen zu wirken. Drehen sich aber die Regulatoren auf wagerechter Achse, so müssen Federn zur Gegenwirkung Verwendung finden. Bei den Regulatoren mit senkrechter Achse kann man naturgemäß auch den Federdruck zur Gegenwirkung benutzen.

Wir unterscheiden nach diesen allgemeineren Gesichtspunkten:

1. Die Gewichts-Regulatoren,
2. Die Feder-Regulatoren.

Die letzteren Regulatoren werden bei wagerechter Lage ihrer Achse, und wenn sie auf der Schwungradwelle direkt oder auf deren Verlängerung sitzen, auch als Schwungrad-Regulatoren bezeichnet.

Bevor wir auf die nähere Besprechung dieser beiden Klassen von Regulatoren ins Besondere eingehen, soll nachstehend allgemein erörtert werden, wodurch sich die Centrifugal-Regulatoren hinsichtlich des Systems und hinsichtlich der Art der Einwirkungen unterscheiden.

Statische Regulatoren.

Da bei diesen Regulatoren jeder Geschwindigkeit auch eine andere Stellung der Schwungarme der Regulatorgewichte entspricht, so kommt der Regulator bei verhältnißmäßig kleinem Ausschlag wieder zur Ruhe, indem die nach Außen treibende

Centrifugalkraft von der nach Innen treibenden Gewichts- oder Federkraft ins Gleichgewicht gesetzt wird. Der Regulator ändert mit jeder wechselnden Geschwindigkeit seine Stellung, um sich mit dieser Geschwindigkeit wieder ins Gleichgewicht zu setzen. Mit Aufhören der Geschwindigkeitsänderung kehrt der Regulator in seine frühere Lage wieder zurück.

Astatische Regulatoren.

Diese Regulatoren sind nur für eine einzige Umdrehungsgeschwindigkeit im Gleichgewicht. Der Regulator befindet sich nur bei dieser Geschwindigkeit, dann aber auch in jeder Stellung im Gleichgewicht. Mit Aufhören der Geschwindigkeitsänderung kehrt der Regulator in seine frühere Lage nicht wieder zurück. Da nun bei allen Maschinen, welche mit Regulatoren versehen werden, immerwährende Schwankungen in der Geschwindigkeit unvermeidlich sind, so sind die astatischen Regulatoren wegen ihrer übertreibenden Wirkung dort unbrauchbar, wo der Regulator direkt auf das Stellzeug einwirkt. Bei indirekter Uebertragung sind die astatischen Regulatoren unter Umständen brauchbar, weil es bei diesen nur darauf ankommt, daß der Regulator in seinen Endlagen den Verstellungsmechanismus beeinflußt.

Man verwendet im Maschinenbau fast ausschließlich statische Regulatoren. Damit aber nicht bei jeder kleinsten Schwankung in der Geschwindigkeit der Maschine der Regulator in der Weise beeinflußt wird, daß er auch sofort schwankt und seinen Einfluß auf das Stellzeug geltend macht, so pflegt man den Regulatoren in ihren mittleren Lagen einen angenähert astatischen Charakter zu geben. Man ist also bemüht, den Regulator so zu bauen, daß er in seiner mittleren Stellung — d. h. bei einer Lage der Schwungarme, welche seiner normalen Geschwindigkeit entspricht — eine gewisse Unempfindlichkeit gegen Veränderung der Lage seiner Schwungarme zeigt und diese nicht sofort bei jeder kleinsten Abweichung von der normalen Geschwindigkeit verändert. Solche Regulatoren werden als:

Pseudo-astatische Regulatoren bezeichnet.

Einen statischen oder astatischen Charakter erhalten aber die Regulatoren je nach dem Wege, welchen ihre Regulatorgewichte zurücklegen.*) Ist dieser Weg, wie

*) Prof. Grashof: „Theoretische Maschinenlehre II." Ist Fig. 30

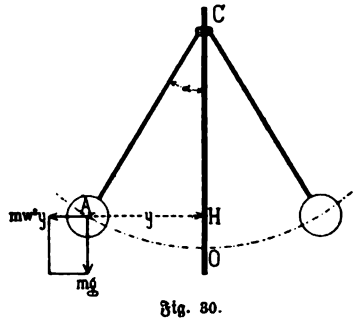


Fig. 30.

O C = Achse des Regulators,
C A = Regulatorpendel,
m = Masse des Pendels,
w = Winkelgeschwindigkeit,
α = Ausschlagwinkel,
y = Entfernung der Masse m von der Achse O C,
g = Beschleunigung.

dann gilt für den Gleichgewichtszustand:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{w^2 y}{g},$$

$$w^2 = \frac{g}{h}.$$

Ein solcher Regulator ist statisch, wenn die Subnormale C H von O aus gegen A hin mit wachsender Entfernung dieses Punktes abnimmt. Dies ist z. B. bei [illegible] der Weg O A der Masse m einen Kreisbogen oder einen Ellipsenbogen [illegible]

Fig. 31 darstellt, ein Kreis oder, wie in Fig. 32, eine Ellipse, so arbeiten die Regulatoren als statische, und es entspricht jeder Geschwindigkeitsänderung auch eine andere Stellung der Regulatorgewichte.

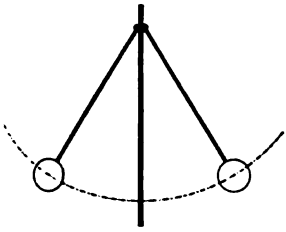


Fig. 31.

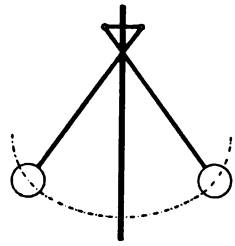


Fig. 32.

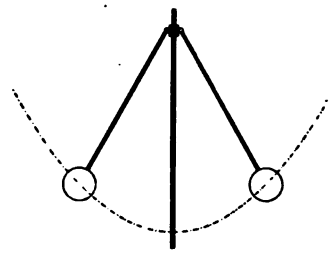


Fig. 33.

Wenn jedoch, wie in Fig. 33, der Weg, welchen die Regulatorgewichte zurücklegen, einer Parabel entspricht, dann ist der Regulator ein astatischer.

Direkt wirkende Regulatoren.

Bei diesen ist der Regulator mit dem Stellzeug zwangsläufig verbunden, sodaß jeder Stellungsänderung des Regulators auch eine Aenderung in der Lage des Stellzeuges entspricht. Entsprechend der vollständigen Absperrung einerseits und der größten Oeffnung des Zuflusses anderseits, müssen diese Stellungsänderungen in weiten Grenzen möglich sein. Im Allgemeinen verwendet man die direkt wirkenden Regulatoren dort, wo der Regulator keinen großen Widerstand zu überwinden hat, wenn er das Stellzeug beeinflußt.

Bei Dampfmaschinen beispielsweise werden hauptsächlich die direkt wirkenden Regulatoren verwendet, die auf die Stellung der Drosselklappe oder eines anderen Abschlußorganes in der Dampfleitung einwirken.

Die indirekt wirkenden Regulatoren

sind bei normaler Geschwindigkeit der Maschine außer Verbindung mit dem Stellzeug und wirken nur bei den Grenzstellungen auf das Stellzeug ein. Diese Grenzstellungen können je nach der Construction des Regulators durch kleinere oder größere Geschwindigkeitsänderungen erreicht werden. Die Regulatoren dieser Art wirken immerhin in engen Grenzen und werden dort benutzt, wo der Regulator das Stellzeug nicht selbst zu bewegen hat, sondern auf einen Hilfsmotor einwirkt, der im Stande ist, einen größeren Widerstand des Stellzeuges zu überwinden.

Man verwendet beispielsweise die indirekt wirkenden Regulatoren bei Wassermotoren zur Verstellung der Schützen, welche den Zuflußkanal für das Wasser mehr oder weniger abschließen, deren Verstellung einen gewissen Kraftaufwand erfordert.

Ein solcher Regulator ist aber astatisch, wenn die Subnormale C H stets gleich groß bleibt, wenn also der Weg O A der Masse m einen Parabelbogen bildet. Dann ist auch nur für die Winkelgeschwindigkeit:

$$w = \sqrt{\frac{g}{h}}.$$

Energie des Regulators.

Nicht nur die indirekt wirkenden Regulatoren müssen, wie wir soeben sahen, einen gewissen Kraftaufwand leisten, wenn sie auf das Stellzeug einwirken, sondern auch den direkt wirkenden Regulatoren ist dieser Kraftaufwand, der als Energie des Regulators bezeichnet wird, von Bedeutung. Dabei kann als Regel gelten: Je empfindlicher ein Regulator mit Bezug auf seine Stellungsänderung ist, einen desto kleineren Widerstand wird er im Stande sein, während er auf das Stellzeug einwirkt, zu überwinden, oder umgekehrt, je größer der Unempfindlichkeitsgrad eines Regulators ist, eine um so größere Kraft kann er während seiner Arbeit verrichten.

Prof. Grashof*) sagt dazu: „Indem aber der Unempfindlichkeitsgrad über eine gewisse Grenze hinaus nicht wachsen darf und doch der Regulator wenigstens bei direkter Wirkung einen möglichst großen Widerstand zu überwinden im Stande sein soll, ist das Verhältniß dieses Widerstandes zum Unempfindlichkeitsgrad als ein Maaß der Fähigkeit zu betrachten, mit gewisser Empfindlichkeit der Wirkung einen gewissen Widerstand zu überwinden.“ **)

Der Widerstand, den der Regulator bei seiner Bewegung zu überwinden hat, ist auf zweierlei Ursachen zurückzuführen.***) Zunächst ist es der Widerstand, den das Stellzeug auf den Regulator ausübt. Dieser Widerstand kann ein größerer oder kleinerer sein, je nachdem das Stellzeug auf eine Drosselklappe, auf ein Absperrventil oder auf einen Schieber einwirkt. Neben diesem größeren Widerstand

---

*) Prof. Grashof: „Theoretische Maschinenlehre II.“

**) Prof. Grashof: „Theoretische Maschinenlehre II.“ Aus der Gleichung

$$E = \frac{W}{\varepsilon}$$

ergiebt sich die Energie eines Regulators als Verhältniß zwischen dem Widerstand und dem Unempfindlichkeitsgrad des Regulators.

Es heißt wörtlich weiter: „Dabei wird Watt's reducirter Bewegungswiderstand des Regulators verstanden, reducirt nämlich (d. h. angreifend und im entgegengesetzten Bewegungssinne des Angriffspunktes wirkend) auf die Hülse, überhaupt auf das bewegliche Glied, das bei direkter Wirkung unmittelbar, bei indirekter mittelbar die Bewegung des Stellzeuges veranlaßt. Namentlich im ersten Falle ist die Brauchbarkeit des Regulators in hohem Grade durch einen möglichst großen Werth von E bedingt.“

Der Unempfindlichkeitsgrad ε eines Regulators ergiebt sich ebenso wie der Ungleichförmigkeitsgrad δ eines Schwungrades aus:

$$\varepsilon = \frac{\text{größte Geschwindigkeit} - \text{kleinste Geschwindigkeit}}{\text{mittlere Geschwindigkeit}}.$$

Meistens sollte sich $\varepsilon = 0{,}04$ bis $0{,}05$ ergeben.

***) A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren.“

Wenn P = Energie,
W = Widerstand des Stellzeuges, bezogen auf den Muffenhub,
F = Widerstand, den die Reibung des Regulators der Muffenverschiebung entgegensetzt,
ist, so ist:

$$P = W + F.$$

ist es der Widerstand der Eigenreibung des Regulators, d. i. also die Reibung der Hülse auf der Regulatorachse, die Reibung in den Gelenken des Regulators und dergleichen mehr. Die Kraft, welche zur Ueberwindung dieser Widerstände des Regulators aufgewendet werden muß, wird als Energie des Regulators bezeichnet, und sie muß so groß sein, wie die Summe dieser Widerstände.

Der Unempfindlichkeitsgrad des Regulators.*)

Jeder Regulator wird auf eine mittlere Geschwindigkeit bestimmt, welche einer mittleren Leistung der Maschine entspricht. Bei dieser mittleren Geschwindigkeit übt das Stellzeug auf den Regulator einen Druck aus. Aendert sich aber die Umdrehungszahl der Maschine und damit auch die des Regulators, so hat der Regulator das Bestreben, seine Hülse zu verschieben, und es setzen sich diesem Bestreben der Widerstand des Stellzeuges und der Widerstand aus der Eigenreibung des Regulators entgegen. Es bedarf erst einer gewissen Zunahme der Umdrehungszahl des Regulators und damit auch einer gewissen Zunahme seiner Centrifugalkraft, bis die Bewegung wirklich eintritt. Das Gleiche wird der Fall sein, wenn der Regulator von seiner mittleren Stellung aus bei Abnahme seiner Umdrehungszahl die Hülse nach unten verschieben muß. Es ist somit der Regulator innerhalb gewisser Grenzen unempfindlich, und die Größe dieser Unempfindlichkeit, welche in Zunahme der Umdrehungszahl gegenüber der mittleren Umdrehungszahl des Regulators zum Ausdruck gebracht werden kann, wird als Unempfindlichkeitsgrad bezeichnet.

Der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators.**)

Man versteht darunter das Verhältniß der Umdrehungsgeschwindigkeiten des Regulators in seinen Endstellungen — also bei seiner größten und kleinsten Geschwindigkeit — gegenüber seiner Mittelstellung — also bei seiner mittleren Geschwindigkeit.

Das Zucken des Regulators.***)

Wenn der Regulator eine große Empfindlichkeit besitzt, so treten plötzliche Bewegungen der Regulatorhülse auf. Diese plötzlichen Bewegungen bezeichnet man als

---

*) A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren." Bezeichnet:

Δn = Zunahme der Centrifugalkraft des Regulators, um die Hülsen nach oben oder unten fortzubewegen, dann ist:

$\frac{2\,\Delta n}{n} = \varepsilon$ = Unempfindlichkeitsgrad des Regulators.

**) A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren." Bedeutet:

n_o = die Umdrehungszahl für die höchsten Muffenstellungen,

n_u = „ „ „ „ tiefsten „ ,

so ist der Ungleichförmigkeitsgrad:

$$\frac{1}{\delta} = \frac{n_o - n_u}{\frac{n_o + n_u}{2}} = 2\,\frac{n_o - n_u}{n_o + n_u}.$$

***) Nach A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren."

Zucken des Regulators. Ein Regulator, welcher für Kraftmaschinen zur Anwendung kommt, die nur in bestimmten Zeitperioden eine Kraft äußern, in der Zwischenzeit aber durch die Wirkung des Schwungrades fortbewegt werden, würde bei hinreichender Empfindlichkeit solche zuckende Bewegungen zeigen. Der Regulator würde in der Zwischenzeit von einer Kraftäußerung der Maschine bis zu der anderen — also in der Zeit, wo ausschließlich das Schwungrad der Maschine wirkt — ein unnöthiges Spiel äußern.

Soll dieses Zucken des Regulators vermieden werden, so muß offenbar die Unempfindlichkeit des Regulators größer sein, als der Ungleichförmigkeitsgrad des Schwungrades der Kraftmaschine.*)

Beharrungsvermögen des Regulators.)**

Bei der Schwingung der Massen des Regulators drängen diese in Folge ihres Beharrungsvermögens den Regulator über die Stellung hinaus, welche der betreffenden Umdrehungszahl entspricht. Es entsteht dadurch ein Pendeln des Regulators um die Gleichgewichtslage, welche er einzunehmen bestrebt ist. In der Praxis benutzt man zur Verringerung dieser Pendelbewegung eine eigenartige Bremseinrichtung, wie wir sie noch kennen lernen werden.

Arbeitsvermögen und Gütegrad des Regulators.*)**

Wir beurtheilen einen Regulator nach seinem Arbeitsvermögen, also nach der Energie, welche er aufwenden muß, um seine Hülse zu verschieben.

Das Arbeitsvermögen setzt sich aus dieser Energie und dem Maaß der Verschiebung der Hülse zusammen.

Bei Beurtheilung des Gütegrades des Regulators kommt neben der Größe seines Arbeitsvermögens noch in Betracht, welchen Raum und welches Gewicht er beansprucht. Maaßgebend für seine Raumbeanspruchung ist mehr seine Breite — also die Größe des Durchmessers — als seine Höhe.

1. Die Gewichts-Regulatoren.

Bei näherer Betrachtung dieser Regulatorarten unterscheiden wir sie nach der Art und Weise, wie das Centrifugal-Pendel an der Achse des Regulators aufgehängt ist, und zwar:

---

*) Zur Verhütung der zuckenden Bewegungen des Regulators, welche ohne Nutzen für die Regulirvorrichtung sind, setzt man in der Praxis den Unempfindlichkeitsgrad:

$$\varepsilon = \frac{1}{0{,}9\,\delta} \text{ bis } \frac{1}{0{,}8\,\delta}$$ des Schwungrades.

**) Nach A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren."

***) A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren."
Bedeutet:
P = Energie des Regulators,
s = Hub der Regulatorhülse,
so ist das Arbeitsvermögen des Regulators = P . s.

Pendel-Regulatoren mit festem Pendeldrehpunkt an der Spindel oder Regulatoren in aufrechter Aufhängung,

Pendel-Regulatoren mit verschiebbarem Pendeldrehpunkt auf der Spindel oder Regulatoren in umgekehrter Aufhängung.

Pendel-Regulatoren mit festem Pendeldrehpunkt an der Spindel oder Regulatoren in aufrechter Aufhängung.

Der Hauptvertreter dieser Klasse ist der **Watt'sche Regulator,** wie er von dem Erfinder der Dampfmaschine, James Watt (sprich: Jäms Watt), angewendet worden ist.

Fig. 34 giebt eine schematische Darstellung dieses Regulators. Die Regulatorachse A A ist in senkrechter Lage aufgestellt, und die Gelenkpunkte für die Pendelarme C K und $C_1 K_1$ sind an einem Quersteg $C C_1$ angeordnet. Die Pendelarme tragen an ihren Enden kugelförmige Pendelgewichte und sind durch die Hülsenstangen B E und $B_1 E_1$ mit der Hülse verbunden, welche auf der Regulatorachse verschiebbar ist.

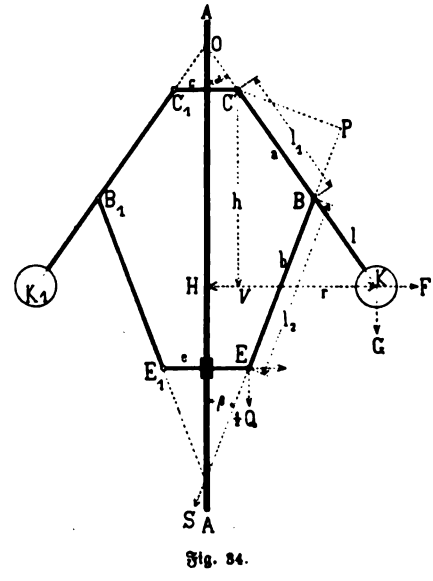


Fig. 34.

Da alle Verbindungen der Stangen sowohl mit den Regulatorstangen, als auch mit der Hülse als Gelenke hergestellt sind, so wird bei wachsendem Ausschlag der Pendelarme die Hülse von den Hülsenstangen angehoben und auf der Regulatorachse nach oben verschoben werden. Umgekehrt wird bei abnehmendem Ausschlag der Pendelarme die Regulatorhülse auf der Regulatorachse nach unten verschoben.

Der Regulator erhält seinen Antrieb durch eine Riemenscheibe oder durch Zahnräder, die auf der Regulatorachse angebracht sind und von der Maschine aus direkt in Umdrehung versetzt werden. Bei der Umdrehung der Regulatorachse werden auch die Pendelarme mitgenommen, und entsprechend der Größe der Umdrehungsgeschwindigkeit werden die Kugeln durch die Schleuderkraft von der Achse entfernt. Es entspricht hierbei jeder Kugelstellung eine andere Umdrehungsgeschwindigkeit des Regulators, und aus diesem Grunde ist der Watt'sche Regulator als ein statischer Regulator zu bezeichnen.

Da die Hülse mit dem Regulatorarm durch Gelenkstangen verbunden ist, so wird sonach jeder Umdrehungsgeschwindigkeit der Achse auch eine bestimmte Stellung der Hülse, welche auf ihr verschiebbar ist, entsprechen.

Der Regulator soll die Menge des treibenden Mittels für die Kraftmaschine beeinflussen, und zwar in der Weise, daß er bei zu großer Geschwindigkeit der

Kraftmaschine den Zufluß dieser Menge verringert, bei zu kleiner Geschwindigkeit ihn vergrößert. Es wird deshalb das Abschlußorgan für den Zufluß des treibenden Mittels, sei es nun Dampf, Wasser oder dergleichen, durch Vermittelung eines Stellzeuges der Hülse des Regulators so angehängt, daß die auf der Regulatorachse aufsteigende Hülse durch das Stellzeug das Abschlußorgan allmählich schließt, die niedergehende Hülse aber es allmählich öffnet. Während der Regulator arbeitet, hat er sonach alle Widerstände zu überwinden, welche in den Gelenkpunkten auftreten, sowie die, welche durch Reibung der Hülse auf der Regulatorwelle und durch Reibungen innerhalb der verschiedenen Theile des Stellzeuges entstehen; endlich aber auch die durch die Reibungen innerhalb des Abschlußorganes entstandenen, sei es nun, daß dieses eine Drosselklappe ist — I. Theil, Seite 742 — sei es ein Abschlußventil oder dergleichen. Könnte man alle diese Reibungswiderstände aufheben und auch das Gewicht der Hülse und der Theile, welche an ihr hängen, sodaß der freien Bewegung der Pendelarme kein Widerstand entgegengesetzt wird, so würde eine noch so kleine Aenderung der Umdrehungsgeschwindigkeit der Regulatorachse durch ein Steigen oder Senken der Pendelarme sich bemerkbar machen.

Ein Regulator, welcher in dieser Weise arbeitet, wäre nicht brauchbar, weil seine Empfindlichkeit eine zu große wäre, und weil er bei den immerwährenden kleinen Schwankungen im Kraftverbrauch der Arbeitsmaschinen auch das Abschlußorgan der Betriebsmaschine immerfort verstellen würde. Der Gesammtwiderstand, welcher durch das Gewicht der Hülse und die vorgenannten Reibungswiderstände hervorgerufen wird, reicht oft nicht aus, die Empfindlichkeit des Regulators so weit herunterzudrücken, wie es für die Praxis erwünscht ist. Man ist deshalb bemüht gewesen, den statischen Charakter des Watt'schen Regulators wenigstens in der Nähe seiner normalen Stellung einem astatischen zu nähern.

Ein solcher Regulator, der nur innerhalb gewisser Grenzen als astatischer Regulator wirkt, wird, wie wir bereits wissen, als pseudoastatischer Regulator — Seite 32 — bezeichnet. Der größte Theil der für Kraftmaschinen gebräuchlichen Regulatoren wird in dieser Weise ausgeführt, weil man bei allen Regulatoren, welche direkt auf das Stellzeug einwirken, eine gewisse Unempfindlichkeit des Regulators in seiner normalen Stellung haben will.

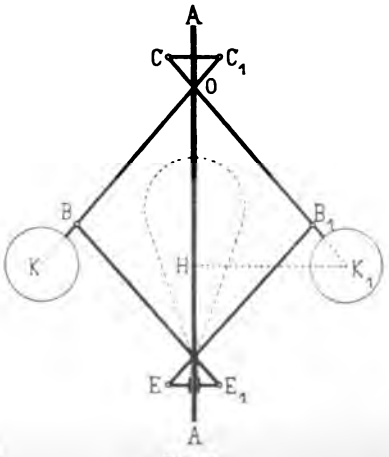


Fig. 35.

Der Watt'sche Regulator ist aus diesem Grunde, wie Fig. 35 zeigt, mit gekreuzten Armen ausgeführt, sodaß die Aufhängepunkte für die Regulatorarme auf der entgegengesetzten Seite liegen, wie die Kugeln. Werden auch, wie dies in der Fig. 35 ausgeführt ist, die Gelenkpunkte E und E_1 der Hülse auf die den Kugeln entgegengesetzte Seite der Regulatorachse verlegt, so wird die Empfindlichkeit des Regulators noch mehr verringert. Der Watt'sche Regulator mit gekreuzten

Stangen hat jedoch den Uebelstand, daß er einen wesentlich höheren Aufbau bedingt. Dabei leidet aber stets die sichere Lagerung der Regulatorwelle. Man pflegt solche Regulatoren dort anzuwenden, wo sie bei kleinen Abmessungen eine große Leistungsfähigkeit entwickeln sollen, also einen großen Ausschlag und eine starke Hülsenverschiebung haben müssen, ohne daß die Empfindlichkeit des Regulators zu stark herunter gedrückt wird.

Für eine größere Umdrehungszahl ist der Watt'sche Regulator, und im Besonderen der mit gekreuzten Armen, zu hoch gebaut. Man hat deshalb für Regulatoren, die bei großer Umdrehungsgeschwindigkeit arbeiten, die gewünschte Unempfindlichkeit dadurch zu erreichen gesucht, daß man das Gewicht der Hülse künstlich vermehrte. Ein derartiger Regulator ist der

Porter'sche Regulator Fig. 36. Die Anordnung der Regulatorstangen entspricht der des Watt'schen Regulators Fig. 34, nur daß die Hülsenstangen nicht an den Regulatorarmen gelenkartig angesetzt sind, sondern unmittelbar an den Kugeln. Er zeichnet sich aber besonders aus durch das Hülsengewicht Q, mit welchem die Hülse belastet ist. Mit dieser künstlichen Vergrößerung des Hülsengewichtes wird die Empfindlichkeit des Regulators durchaus nicht verringert, es ist im Gegentheil der Porter'sche Regulator wesentlich empfindlicher als der Watt'sche Regulator, und man ist gezwungen, wenn man die Empfindlichkeit vermindern will, die Reibungen an einem Theile des Stellzeuges künstlich zu vergrößern oder eine künstliche Bremsvorrichtung mit dem Regulator in Verbindung zu bringen.

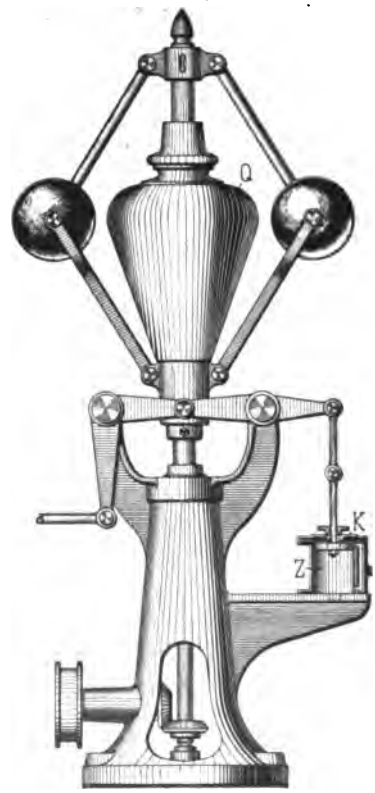


Fig. 36.

So ist bei dem Regulator Fig. 36 eine Flüssigkeitsbremse Z zur Anwendung gebracht. Sie besteht aus einem kleinen Cylinder, der mit Oel gefüllt ist und in dem ein Kolben K, der nicht genau an die Cylinderwand anschließt, auf- und niederbewegt werden kann, sodaß die Flüssigkeit bei der Bewegung des Kolbens zwischen diesem und der Cylinderwand mit hindurchdrängt. Der Widerstand, welcher dem Kolben K bei seiner Bewegung dadurch entgegengesetzt wird, daß die Flüssigkeit nur einen schmalen Durchgang findet, wirkt bremsend auf die Kolbenstange ein. Die Verbindung dieser Bremse mit der Regulatorhülse bewirkt ein Hebel, der einerseits an der Hülse angreift, anderseits mit der Kolbenstange gelenkartig verbunden ist. Auf diese Weise pflegt man den Unempfindlichkeitsgrad des Porter'schen Regulators auf $^1/_{30}$ bis $^1/_{40}$ zu bringen.

Fig. 37.

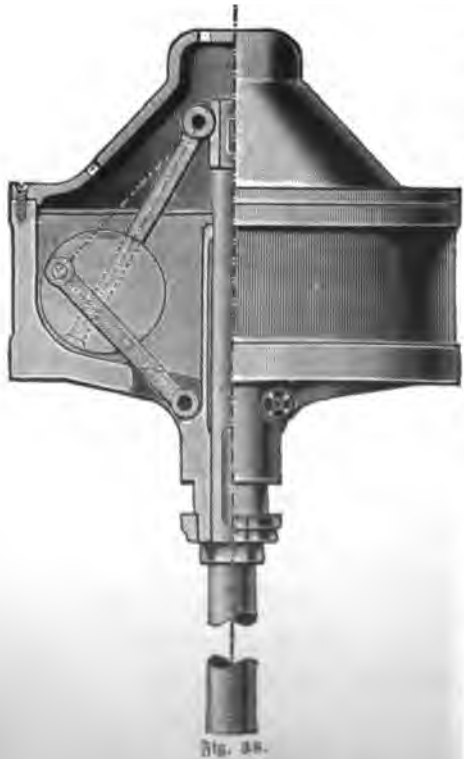


Fig. 38.

Der Regulator von Tolle, wie er von Theodor Wiede's Maschinenfabrik A.-G. in Chemnitz gebaut wird, gestattet die Regulirung seines Unempfindlichkeitsgrades, sodaß eine Veränderung seiner Umdrehungszahl und seiner Leistungsfähigkeit in weiten Grenzen möglich ist, ohne daß sein Ungleichförmigkeitsgrad sich ändert.

Fig. 37 zeigt eine Ausführungsform des Regulators mit einer Urne als Belastungsgewicht, während bei der Ausführungsform Fig. 38 die Pendel innerhalb einer Kapsel untergebracht sind. Bei beiden Ausführungen soll sich nach Angaben der Fabrik die Umdrehungszahl des Regulators bis 10% über und bis 10% unter die normale Umdrehungszahl dadurch ändern lassen, daß die Hohlräume der Urne, bezw. der Kapsel mehr oder weniger mit Schrot ausgefüllt werden.

Der Regulator nach Fig. 37 wird gewöhnlich mit einem Ungleichförmigkeitsgrad von 2% ausgeführt. Es kann jedoch dieser Ungleichförmigkeitsgrad innerhalb der Grenzen von 1—4% durch Veränderung der Entfernung der Schwungkugeln von ihren Gelenkbolzen verändert werden. Bei dem Regulator Fig. 38 ist der Ungleichförmigkeitsgrad bis 8% dadurch zu verändern, daß der Angriffspunkt der unteren Pendelarme an den Schwungscheiben, welche bei diesen Regulatoren an Stelle der Kugeln benutzt werden, mehr oder weniger von der Mittelachse entfernt wird.

Die Fabrik empfiehlt die Gewichtsregulatoren System Tolle nach Fig. 37 in den Größen, wie sie nachstehende Tabelle angiebt:

Nummer des Regulators	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Umdrehungen in der Minute . . .	170	160	150	140	134	130	130	126	120
Mittlere Verstellungskraft bei 2% Geschwindigkeitsänderung in kg	0,5	1	2	3,24	4	5	6,5	8	10
Mittlere Energie in kg	12,5	25	50	81	100	125	163	200	250
Hülsenhub in mm	28	35	43	50	55	58	62	66	72

Die Kapsel-Regulatoren, System Tolle — Fig. 38 — werden von der Fabrik in Größen, entsprechend der nachfolgenden Tabelle, ausgeführt:

Nummer des Regulators	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Umdrehungen in der Minute . . .	360	340	320	300	300	300	300	290	280
Mittlere Verstellungskraft bei 2% Geschwindigkeitsänderung in kg	1	2	3	4	5	6,2	7,4	8,6	10
Mittlere Energie in kg	25	50	75	100	125	155	185	215	250
Hülsenhub in mm	30	36	41	45	48	50	54	58	61

Der Regulator von Buß. Ein Regulator mit festem Pendeldrehpunkt an der Regulatorachse von sehr niedriger Bauart und für eine hohe Umdrehungsgeschwindigkeit ist der Regulator von Buß. Die Darstellung Fig. 39 zeigt eine Ausführungsform dieses Regulators von Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau. Die Construction dieses Regulators geht aus den Figuren 40 und 41 hervor, bei denen nur die eine Pendelhälfte eingezeichnet ist. Der Pendel des Regulators besteht, wie Fig. 40 zeigt, aus einem Winkelhebel F, von dessen Schenkeln der nach oben gerichtete die Pendelkugel K trägt, der andere das Gegengewicht M. Dieser Winkelhebel hat seinen Drehpunkt an einem nach unten gerichteten Arm B, der an der Regulatorachse A A befestigt ist und sonach als Pendelträger dient. Die Hülse H ist bei E dem Pendelarm angehängt,

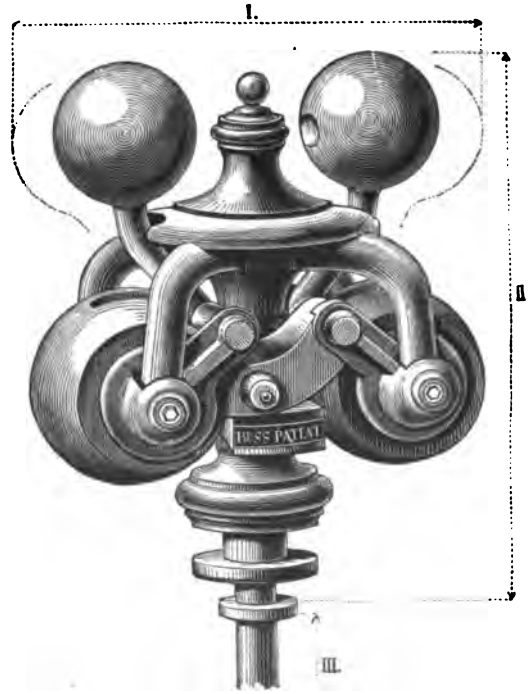


Fig. 39.

der das Gegengewicht M trägt. Durch die Einwirkung der Centrifugalkraft werden die Kugeln K sich nach außen bewegen, wodurch die Hülse H angehoben werden muß.

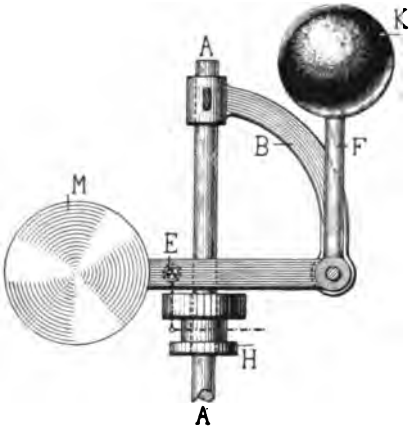


Fig. 40.

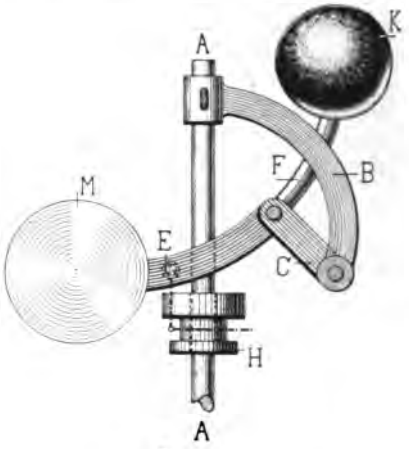


Fig. 41.

In Wirklichkeit stützt sich der winkelförmige Pendelarm nicht direkt auf den Trägerarm B, vielmehr ist, wie Fig. 41 zeigt, zwischen diesem und dem Pendelarm ein Gelenkstück C eingefügt, sodaß die Pendelgewichte bei dem Ausschlag der Pendel eine von dem Kreisbogen abweichende Bahn durchlaufen müssen. Entsprechend der Linienzeichnung Fig. 41 ist der in Fig. 39 dargestellte Buß'sche Regulator ausgeführt. Dabei sind die einzelnen Theile so angeordnet, daß sowohl die Mittelebenen der Kugeln K, als auch das Gegengewicht M in eine Ebene fallen, welche durch die Mitte der Regulatorachse hindurchgeht, und alle Arme zu beiden Seiten dieser Ebene gleichmäßig vertheilt sind.

Der Buß'sche Regulator kann sowohl auf die Steuerung der Maschine direkt einwirken, als auch auf die Absperrorgane für den Zufluß der treibenden Flüssigkeit. Man kann die Leistung des Regulators mit der Größe der Massen der beiden Centrifugalpendel verändern.

Pendelregulatoren mit verschiebbarem Pendeldrehpunkt auf der Spindel oder Regulatoren in umgekehrter Aufhängung.

Die Regulatoren dieser Gruppe zeichnen sich besonders durch ihre niedrige Bauart aus. Der nachstehend besprochene Regulator war schon vor dem Buß'schen Regulator, der ebenfalls durch seine geringe Bauhöhe sich auszeichnet, bekannt. Hauptvertreter dieser Gruppe ist

Der Regulator von Pröll. Obgleich der Regulator mit gekreuzten Armen, wie der in Fig. 34 dargestellte Watt'sche Regulator, eine geringere Bauhöhe zuläßt, als die älteren Regulatoren, so war diese Bauhöhe immerhin noch so groß, daß die Regulatoren für große Geschwindigkeiten sich nicht verwenden ließen, weil bei schräger Stellung der Regulatorachse, auch wenn ihre Lage nur wenig von der senk-

rechten abweicht, der Regulator mangelhaft arbeitet. Auch die Kreuzung der Pendelarme war an sich schon ein Mangel dieser Construction, weil die schwingenden Regulatorgewichte die Arme an dieser Stelle zu verbiegen bestrebt sind. Der Vorzug der kreuzweisen Aufhängung der Pendelarme beruht namentlich darauf, daß die Regulatorgewichte einen von dem Kreisbogen abweichenden Weg beim Ausschlag der Pendelarme machen, wodurch der Regulator nicht mehr als statischer wirkt. Der erste Regulator, bei welchem den Pendelgewichten ein gleicher Weg gegeben wurde, wie bei den Regulatoren mit gekreuzten Armen, ohne daß aber die Pendelarme an der Regulatorachse aufgehängt werden, ist der Pröll'sche Regulator, wie er in Fig. 42 dargestellt ist. Der Pendeldrehpunkt liegt bei diesem Regulator nicht mehr an der festen Regulatorachse A A, sondern an der verschiebbaren Hülse H. Die Pendelarme C B und $C_1 B_1$ sind nach oben gerichtet und haben Lenkerstangen, E B und $E_1 B_1$, welche sie in dieser Lage halten und ihnen während der Bewegung zur Führung dienen. Diese Lenkerstangen sind an einem Quersteg der Regulatorachse gelenkartig angehängt. Zur Aufnahme der Kugeln K und K_1 sind die Pendelarme über die Gelenkpunkte B und B_1 hinaus nach oben verlängert. Durch diese Anordnung der Pendelarme auf der beweglichen Hülse erfordert der Pröll'sche Regulator etwa nur die Hälfte der Bauhöhe, wie der Regulator mit gekreuzten Armen. Er wirkt aber nicht nur wie dieser als pseudoastatischer Regulator, er zeigt auch bei Anwendung eines schweren Belastungsgewichtes und schwerer Kugeln eine größere Leistungsfähigkeit, als die Watt'schen Regulatoren.

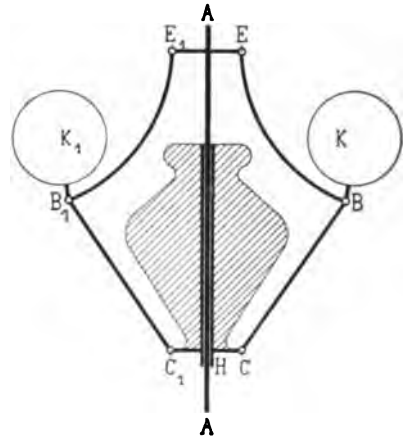


Fig. 42.

Der Pröll'sche Regulator, wie er von dem Eisenwerk und der Maschinenfabrik Lauchhammer angefertigt wird, ist in Fig. 43 wiedergegeben. Die Fabrik weist darauf hin, daß die Beweglichkeit des Regulators in Folge des eigenartigen Weges, welchen die Kugeln zurücklegen, zwischen 2 und 4 %*) beträgt, und daß durch die verhältnißmäßig großen Gewichtsmassen, welche zur Anwendung kommen, die Leistungsfähigkeit

Fig. 43.

*) Das Eisenwerk „Lauchhammer" giebt folgenden Auszug aus der Theorie des Regulators — Fig. 44:

des Regulators eine bedeutende ist. Die Regulatoren konnten deshalb auch für eine verhältnißmäßig geringe Umdrehungsgeschwindigkeit gebaut werden, ohne daß die Abnutzung der Regulatortheile groß ist, und ohne eine große Uebersetzung auf die Regulatorachse erforderlich zu machen. Es werden von der Fabrik diese Regulatoren in zwei Ausführungsformen gebaut, nämlich:

Regulatoren mit leichten Belastungsgewichten, den sogenannten Urnen, die

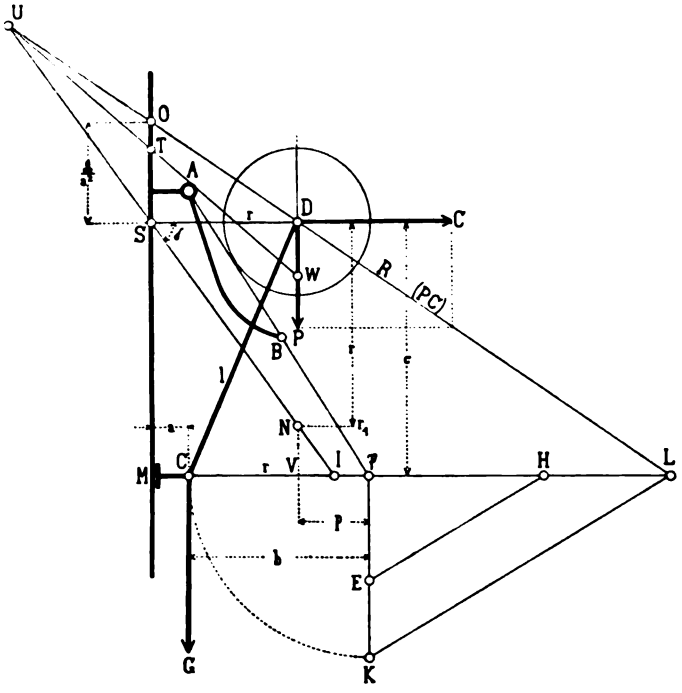


Fig. 44.

Die irgend einer Lage des Regulators entsprechende Tourenzahl n pro Minute folgt aus der Gleichung:

$$\frac{r}{\frac{g}{\omega^2}} = \frac{G\,\frac{b}{P} + p}{c}.$$

Hierin bedeutet:

r = den Abstand des Kugelmittelpunktes von der Regulatorachse,
g = die Beschleunigung der Schwere,
ω = die Winkelgeschwindigkeit um die Regulatorachse,
G = das halbe Urnengewicht in C concentrirt gedacht,
P = das Kugelgewicht,
b, p, c = geometrische, aus der Figur zu entnehmende Strecken.

Die Gleichung läßt sich auch als Proportion schreiben:

$$r : \frac{g}{\omega^2} = \frac{G}{P}\,b + p : c,$$

und folgt hieraus folgende Construction von $\frac{g}{\omega^2}$:

auf ein Abschlußorgan einzuwirken haben, welches mit verhältnißmäßig geringer Kraft gesteuert werden kann, und

Regulatoren mit schweren Urnen, die eine größere Kraftäußerung auf die Steuerorgane ausüben können.

Die beiden nachstehenden Tabellen geben die Hauptabmessungen dieser Regulatoren:

Man schlage (die Regulatorachse in senkrechter Lage gedacht) die Strecke P C um P (Pol oder Momentancentrum des zwangläufig bewegten Systems) herum, sodaß P K = P C ist und senkrecht auf P C steht, trage von P Strecke P E = P und auf der Horizontalen P H = G in passend gewähltem Maaßstabe auf, verbinde E H und ziehe parallel dazu K L. Man ziehe dann L D, welche Linie über D hinaus die Regulatorachse in O schneidet. Ist S der Fußpunkt des Lothes D S auf der Achse, so ist $OS = \frac{g}{\omega^2}$, woraus aus $\omega = \frac{\pi n}{30}$ die Tourenzahl n pro Minute folgt. Die in der Hülse entwickelte Verstellungskraft E ergiebt sich aus der Gleichung $\frac{E g}{\omega^2} = 4 P \varepsilon h$, woraus sich die Proportion $E : h = 4 P \varepsilon : \frac{g}{\omega^2}$ folgern läßt.

Hierin bedeutet:

h = eine geometrische Strecke,

$\varepsilon = \frac{\omega' - \omega}{\omega}$ = den Unempfindlichkeitsgrad, in den Tabellen zu $^1/_{50}$ angenommen.

Zur Construction von h stecke man auf der Horizontalen durch den Pol P die Strecke P J = M C = a ab und verbinde S J, welche Linie auf der Schwerrichtung durch den Kugelmittelpunkt D die Strecke D N = h abschneidet. Zur Construction von E verlängere man die Linie J S über S hinaus, sodaß dieselbe L D O in U schneidet. Steckt man dann von O die Strecke O T = 4 P ε ab und verbindet U T, so erhält man im Schnittpunkt W der Verlängerung dieser Linie auf D N die Strecke D W = D, denn es verhält sich

$$DW : DN = OT : OS,$$

$$E : h = 4 P \varepsilon : \frac{g}{\omega^2}.$$

Hiernach folgen beispielsweise für 5 Lagen des Regulators III der Tabelle der Regulatoren mit leichter Urne — Seite 46 — theoretisch die Werthe, aus denen die große Beweglichkeit des Regulators ersichtlich ist:

Lage	1	2	3	4	5
n	89,50	89,75	90,00	90,3	90,8 Touren pro Min.
h	196	194	191	186	182 mm
E	1,53	1,515	1,5	1,48	1,46 kg.

Die Gelenkverbindung und größere Belastung macht den Regulator in Wirklichkeit etwas statischer, sodaß sich eine Beweglichkeit von 2—3% für die leichteren und von 3—4% für die schwereren Regulatoren ergiebt.

Regulatoren mit leichter Urne.

Nummer des Regulators		I	II	III	IV
Durchmeſſer des Dampfcylinders (angenähert) in mm		100—200	200—300	300—450	450—600
Tourenzahl pro Minute	n	120	100	90	80
Geſammthöhe des Regulators in mm		380	470	570	660
Größte Breitendimenſion der ausſchlagenden Kugeln in mm		390	500	600	690
Hülſenhub in mm		40	50	60	70
Verſtellungskraft in der Hülſe	Q	0,5	1,0	1,5	2
Arbeitsvermögen des Regulators E = Q s in kgmm	Q s	20	50	90	140
Gewicht des Regulators in kg		24	37	60	85

Regulatoren mit ſchwerer Urne.

Nummer des Regulators		Ia	IIa	IIIa	IVa	Va
Durchmeſſer des Dampfcylinders (angenähert) in mm		100—250	250—400	400—500	500—600	600—700
Tourenzahl pro Minute	n	145	130	115	107	120
Geſammthöhe des Regulators ohne Spindel in mm		420	470	570	660	660
Größte Breitendimenſion der ausſchlagenden Kugeln in mm		445	510	615	700	700
Hülſenhub in mm		55	65	75	80	80
Verſtellungskraft in der Hülſe	Q	1,4	2,0	2,5	3,4	4,3
Arbeitsvermögen des Regulators E = Q s in kgmm	Qs	71,5	130,0	187,5	272,0	344,0
Gewicht des Regulators in kg		40	54	85	120	103

Die Fabrik hebt hervor, daß der Pröll'ſche Regulator ſich noch beſonders dadurch auszeichnet, daß alle bewegten Theile offen liegen und daher eine leichte Controlle, eine bequeme Schmierung und Reinigung derſelben möglich iſt.

Der zweite Regulator dieſer Gruppe, der hier beſprochen werden ſoll, iſt der **Koſinus-Regulator.** Dieſer Regulator kann als eine Umkehrung des Buß'ſchen Regulators betrachtet werden, inſofern der Winkelhebel, welcher als Pendelarm dient, nicht wie bei dem Buß'ſchen Regulator an der Achſe aufgehängt iſt und die bewegliche Hülſe mitnimmt, ſondern an der beweglichen Hülſe aufgehängt iſt und gegen einen feſten Punkt der Regulatorachſe ſich ſtützt. Die Hülſe Fig. 45 iſt hierbei zu einem Hohlkörper geworden, in deſſen

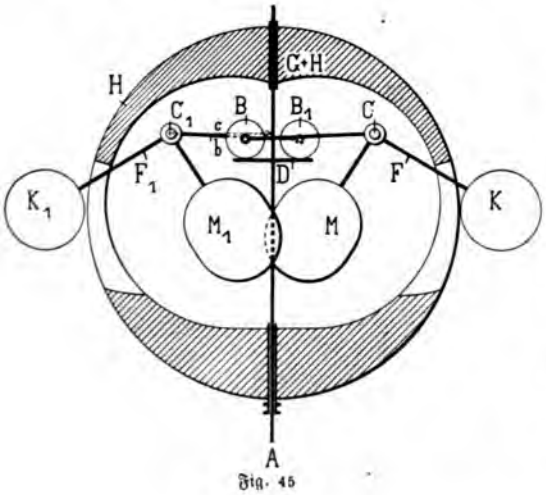


Fig. 45

Höhlung die winkelförmigen Pendelarme F und F_1 untergebracht ſind. Sie ſind bei C und C_1 mit der kugelförmigen Hülſe H gelenkartig verbunden, treten durch ſchlitzförmige Oeffnungen aus der Hülſe heraus und tragen an ihrem freien Ende die Kugeln K und K_1. An dem oberen Schenkel der Winkelhebel ſind die Rollen B und B_1 gelagert, mittelſt welcher ſich die Hebel auf die Scheibe D ſtützen, die an der Regulatorachſe A A angebracht iſt.

Durch die Centrifugalkraft werden die Kugeln K und K_1 nach außen getrieben, und indem jeder der Winkelhebel mit ſeinem Rollenende auf der feſten Scheibe D ein Gegenlager findet, wird die Hülſe H auf der Regulatorachſe angehoben. Die Gegengewichte M und M_1 ſind an beſonderen Armen der Winkelhebel angehängt.

Fig. 46 und 47 geben einen Schnitt durch den Regulator, wie er von dem Gruſonwerk in Magdeburg-Buckau ausgeführt wird. Die beiden Regulatorgewichte G und G_1 ſind kugelförmig, während die Gegengewichte Q und Q_1 gegen die Achſen hin abgeflacht ſind, ſodaß ſie zu beiden Seiten neben der Achſe Platz finden. Auch die Winkelhebel liegen einſeitig zur Regulatorachſe. Damit das kugelförmige Gehäuſe bei der Drehung der Regulatorachſe mitgenommen wird, iſt an der Scheibe D ein Stift S parallel zur Regulatorachſe A A angebracht, der in eine entſprechende Bohrung der Hülſe H eintritt, ſodaß die Hülſe auf dieſem Stift ſich verſchieben kann. Welchen Weg die Regulatorgewichte G und G_1 machen, wird von der Länge des Hebelarmes abhängen, der die Stützrolle R trägt. Das Pendel kann durch Verlegung dieſer Stützrolle von einem ſtatiſchen zu einem ſtatiſchen gemacht werden.

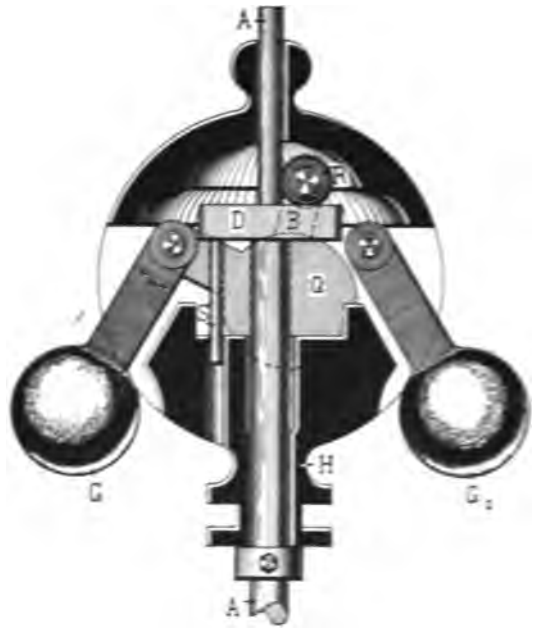


Fig. 46.

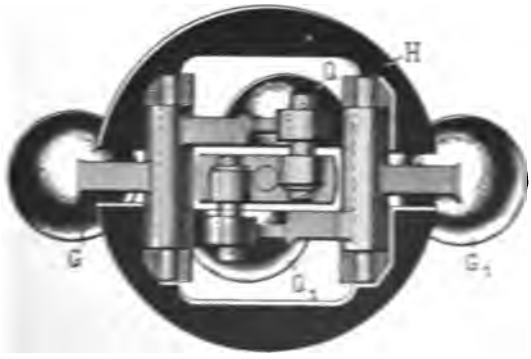


Fig. 47.

Der Koſinus-Regulator zeichnet ſich beſonders dadurch aus, daß große Maſſen in einem kleinen Raume untergebracht ſind, und daß er eine geringe Bauhöhe beanſprucht. Das

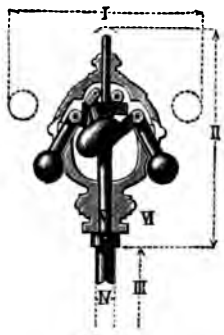


Fig. 48.

Arbeitsvermögen des Kosinus-Regulators ist aber ein großes, weil das Pendel- und Muffengewicht fast vollständig zur Arbeit ausgenutzt wird. Auch einen großen Muffenhub gestattet der Kosinus-Regulator, ohne daß seine sonstigen Eigenschaften darunter leiden.

Die nachstehende Tabelle*) giebt die hauptsächlichsten Abmessungen des Kosinus-Regulators nach Ausführungen des Grusonwerkes in Magdeburg-Buckau. Die angegebenen Maaße beziehen sich auf Fig. 48.

Nummer des Regulators	0	I	II	III	IV	V	VI
Pferdestärken der Dampfmaschine	0—2	1—3	2—8	5—20	15—50	40—150	120—1000
Durchmesser der Drosselklappe in mm	0—20	15—25	20—40	30—60	50—100	90—180	150—450
Umdrehungszahl in der Minute	465	416	370	330	298	270	246
Druck des Muffes in der Ruhe nach unten in mm	2,75	5,5	11,5	22	41	74	125
Hub des Muffes in mm	30	38	48	60	74	90	108
Arbeitsvermögen in mmkg, d. h. Produkt aus Energie und Hub bei 1% Geschwindigkeitsänderung	1,65	4,2	11	26,4	61	133	270
Abstand von der Unterkante des Muffes bis zur Mitte der Hülsennuthe in mm	14	17	21	26	32	38	44
I. Größter Durchmesser des Apparates in mm	185	235	295	370	458	555	665
II. Größte Höhe von Unterkante Stellring gemessen in mm	220	280	352	440	534	645	780
III. Wellenlänge unterhalb des Stellringes in mm	300	380	480	600	740	900	1100
IV. Wellendurchmesser in mm	15	18	22	28	34	42	50
V. Durchmesser der Hülsennuthe in mm	23	30	36	46	55	68	86
VI. Höhe der Hülsennuthe in mm	11	14	18	22	27	32	36
Netto-Gewicht in kg	4	8	14	30	50	90	160

*) Um nach obiger Tabelle für eine bestimmte Maschine den richtigen Regulator auszuwählen, stellt das Grusonwerk in seinem Prospekt folgende Betrachtungen an:

„Mit Energie eines Regulators wird gewöhnlich diejenige Kraft bezeichnet, welche den Muff bei einer gewissen Geschwindigkeitsveränderung nach aufwärts oder abwärts zu treiben sucht. Dieselbe ist abhängig von dem Gewicht des Muffes incl. Pendel und der Winkelgeschwindigkeitsveränderung und wird nach Formel $E = 2\,d\,Q$ berechnet, worin d das Maaß der Geschwindigkeitsveränderung in Procenten und Q das Gewicht des Muffes einschließlich Pendel bezeichnet."

„Beispielsweise beträgt der Muffdruck des Regulators Nr. V 74 kg — vergl. obige Tabelle. Die Geschwindigkeitsveränderung d betrage 1% oder $^1/_{100}$, also $E = 2 \cdot 0{,}74 =$ 1,48 kg. Leichter als die Energie läßt sich jedoch in die praktische Berechnung das sogenannte Arbeitsvermögen einführen, d. h. das Produkt aus Energie und Muffenhub $L = h \cdot E$."

„Beim Regulator Nr. V würde sein: $L = 90 \cdot 1{,}48 = 133$ mm kg."

Leistungs-Regulatoren.

Unter den Gewichts-Regulatoren müssen wir noch eine Regulatorart besprechen welche nicht, wie die gewöhnlichen Regulatoren, eine möglichst gleichmäßige Um-, drehungszahl der Maschine erstreben, sondern bei einem gleichen Hub der Maschine eine stark wechselnde Geschwindigkeit gestatten. Die gewöhnlichen Regulatoren dienen dazu, eine bestimmte Umdrehungszahl der Maschine festzuhalten, wenn auch der zu überwindende Widerstand der Maschine noch so sehr wechselt. Bei Dampfmaschinen für Pumpwerke ist dagegen der Widerstand für jede einzelne Umdrehung unveränderlich. Dagegen will man, entsprechend dem jeweiligen und wechselnden Bedarf an Flüssigkeit, die Umdrehungszahl verändern können. Die Regulatoren, welche in dieser Richtung einwirken, werden als Leistungs-Regulatoren bezeichnet.

Ein solcher Leistungs-Regulator ist von dem Ingenieur F. J. Weiß in Basel construirt und für Dampfmaschinen mit veränderlicher Expansion, welche bei Pumpwerken benutzt werden, in Anwendung gekommen. Es soll bei diesen Dampfmaschinen die Leistung der Wasserpumpen durch Veränderung ihrer Hubzahl in den weitesten Grenzen geändert werden. Dazu ist der Leistungs-Regulator so ausgeführt, daß sein Gestänge schnell und bequem Aenderungen seiner Länge vorzunehmen gestattet.*)

Ingenieur Weiß sagt in seiner Broschüre über seinen Leistungs-Regulator:

„Will man bei Dampfmaschinen für Pumpwerke einen gewöhnlichen Regulator anwenden und es wird einmal weniger Wasser gebraucht, so kann die Leistung der Dampfmaschine nur durch theilweises Abschließen des Dampfzulaßrohres, also durch Drosselung des Dampfes, erfolgen. Sofort sinkt aber auch der Regulator in seine tiefste Lage, kommt außer Thätigkeit, und man arbeitet mit verhältnißmäßiger Dampfverschwendung."

Nur wenig besser wird die Sache, wenn man die Umdrehungszahl**) eines gewöhnlichen Regulators durch Verschiebung seiner Laufgewichte veränderlich macht; denn

---

„Dieses Arbeitsvermögen ist in obiger Tabelle unter Zugrundelegung einer Geschwindigkeitsveränderung von 1% für jede einzelne Regulatornummer angegeben. Die Benutzung dieser Tabelle möge durch folgendes Beispiel angedeutet werden."

Beispiel.

„Bei einer Dampfmaschine von 20—30 Pferdekräften sei zur Bewegung des Hebels der Drosselklappe eine Arbeit (Widerstand in kg × Hub in mm) von 50 mmkg erforderlich. In diesem Falle würde also der Regulator Nr. IV obiger Tabelle, welcher ein Arbeitsvermögen von 61 mmkg besitzt, zu wählen sein, und zwar würde derselbe bei einer Geschwindigkeitsveränderung von 1% funktioniren.

*) Ausführliche Abhandlung über dieses Regulatorsystem und dessen Begründung siehe „Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure", Jahrg. 1891, Seite 1065 ff.

**) In der Broschüre über den Leistungs-Regulator „Patent Weiß" ist die Ableitung der Formeln für die Tourenzahl und den Hülsenhub wie folgt gegeben:

1. kann man diese Umdrehungszahl bei Weitem nicht in den Grenzen veränderlich machen, wie dies für Pumpwerke erwünscht ist, und
2. nimmt das Arbeitsvermögen des Regulators bei Anwendung dieses Mittels bedeutend ab.

Mit dem Leistungs-Regulator soll nun auch während des Ganges die Umdrehungszahl in weiten Grenzen, also beispielsweise zwischen 100 und 400 Um-

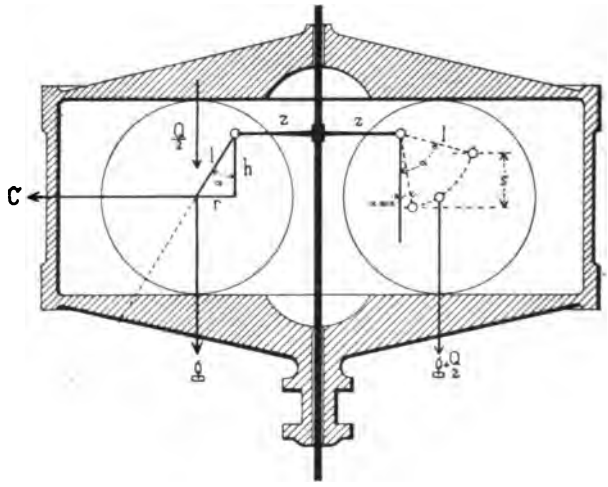


Fig. 49.

Die Centrifugalkraft G jeder der beiden Schwungmassen muß dem halben Gewicht der Urne $\frac{Q}{2}$ und dem Gewichte G der Schwungmasse selber das Gleichgewicht halten; das heißt, es muß die Momentengleichung bestehen — linke Seite der Fig. 49:

$$C \cdot h = \left(G + \frac{Q}{2}\right) \cdot r,$$

nun ist aber

$$C = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r + z},$$

worin

v = Umfangsgeschwindigkeit,

$g = 9{,}81$ m.

$$v = \frac{\pi (r + z) \cdot n}{30},$$

wenn n = Tourenzahl pro Minute bedeutet.

Hiernach ist $$C = \frac{G}{g} \frac{\pi^2 n^2 (r + z)}{30^2}.$$

Dies in die erste Gleichung eingesetzt:

$$\frac{G}{g} \frac{\pi^2 n^2 (r + z)}{30^2} \cdot h = \left(G + \frac{Q}{2}\right) \cdot r,$$

und hieraus

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot r}{(r + z) \cdot h} \cdot \left(1 + \frac{Q}{2\,G}\right)}.$$

Nun ist aber $$\frac{r}{h} = \text{tg. } \alpha \text{ und } r = l \cdot \text{sin. } \alpha,$$

also schließlich $$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot \text{tg. } \alpha}{l \cdot \text{sin. } \alpha + z} \left(1 + \frac{Q}{2\,G}\right)}.$$

Indem wir für Q und G die abgewogenen Gewichte der Urne und der Schwungmassen, und für l und z die aus der Constructionszeichnung abgemessenen Längen in Metern in die letzte Gleichung für n einsetzen, finden wir für die veränderlichen Werthe des Ausschlagwinkels α die zugehörigen Tourenzahlen n für jede Nummer des Regulators.

Aus der rechten Seite der Fig. 49 finden wir dann auch für die verschiedenen Ausschlagwinkel α den sich ergebenden Hub s des Regulators:

$$s = l \cdot \cos. \alpha_{min.} - l \cdot \cos. \alpha$$

oder $$s = l \, (\cos. \alpha_{min.} - \cos. \alpha,$$

wobei $\alpha_{min.}$ auch aus der Constructionszeichnung des Regulators bekannt ist.

Da man also nach der Gleichung für n für jeden Winkel α die Tourenzahl und nach der Gleichung für s für jeden dieser Winkel α auch die Hubhöhe bestimmen kann, so ist damit auch für jede Tourenzahl n der Hülsenhub s bestimmt.

drehungen in der Minute, und damit auch die Leistung des von ihm beherrschten Pumpwerkes beliebig verstellt werden können. Dies muß aber möglichst, ohne daß das Arbeitsvermögen des Regulators beeinflußt wird, und bei gänzlich offenem Dampf-Zulaßventil, also ohne jede Drosselung, erfolgen. Es ist dies bei dem Leistungs-Regulator in einfacher Weise durch Verlängerung oder Verkürzung der Zugstangen zu erreichen.

Der Weiß'sche Regulator ist in Fig. 50 und 51 dargestellt. In einer geschlossenen Urne sind die Regulatorkugeln untergebracht, welche an einem auf der Regulatorachse befestigten Quersteg drehbar aufgehängt sind.

Nur die Regulatorgewichte werden von der Regulatorachse zwangsweise mitgenommen; die Urne, welche die Hülse trägt, liegt auf den Gewichten lose auf und kann sich also frei um die Regulatorachse drehen. Es hat dies den Vortheil, daß bei unruhigem Gang der Regulatorachse die Masse der Urne diese ungleichmäßigen Einflüsse nicht verstärkt. Das Stellzeug des Regulators wirkt direkt auf die Steuerung der Maschine ein. Die Zugstange, welche das Stellzeug mit dem Steuerhebel der Dampfmaschine verbindet, besteht aus zwei Theilen. Beide sind durch Verschraubung mit einander verbunden und gestatten unter Benutzung des Handrädchens E eine Verlängerung oder Verkürzung der Zugstange.

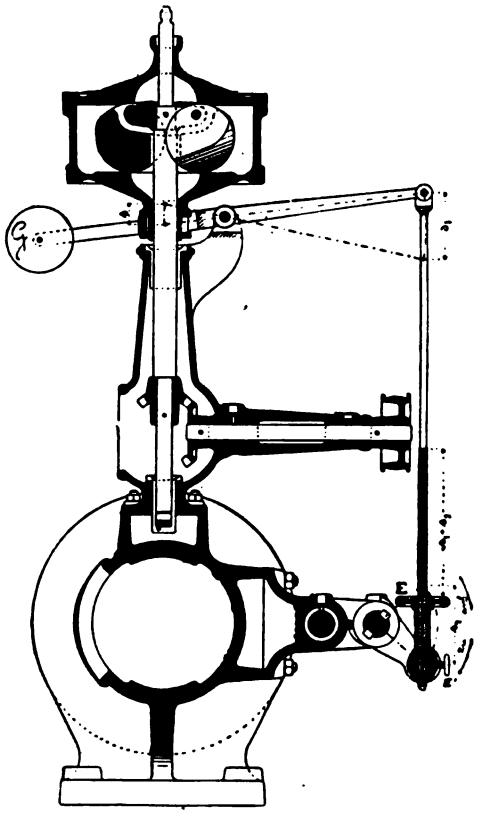


Fig. 50.

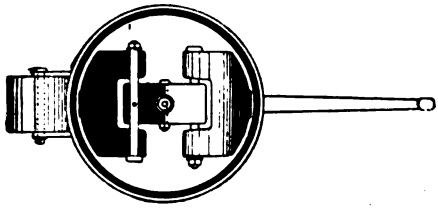


Fig. 51.

Will der Maschinist die Leistung des Pumpwerkes erhöhen, d. h. die Pumpen schneller arbeiten lassen, und deswegen die Umdrehungszahl der Dampfmaschine steigern, so hat er einfach nur durch Drehung des Handrädchens E die Zugstange des Regulators zu verkürzen.

Dadurch stellt er zunächst die Steuerung der Dampfmaschine auf eine größere Füllung ein, sodaß also für jeden Kolbenweg mehr Dampf verbraucht wird. Durch den rascheren Gang der Dampfmaschine hebt sich aber sofort wieder der Regulator,

der deshalb einen ſtatiſchen Charakter haben muß, und drückt damit auch den Steuerhebel an der Dampfmaſchine ſofort wieder in ſeine frühere Lage zurück, ſodaß die Dampfmaſchine wieder mit der urſprünglichen Dampfmenge arbeitet, nur daß ſie jetzt ſchneller läuft. Will der Maſchiniſt umgekehrt den Gang der Maſchine verlangſamen, ſo hat er durch Drehung des Handrädchens die Zugſtangen nur zu verlängern.

Das Geſtänge wird bei dem Weiß'ſchen Regulator ausbalancirt, damit es weder nach aufwärts, noch nach abwärts einen Druck auf die Muffe ausübt. Durch dieſe Ausbalancirung wird auch der Schleifring an der Muffe entlaſtet, ſodaß auch die Reibung an dieſer Stelle aufhört.

Bei einem gewöhnlichen Regulator beſtimmt man den Abſtand r — Fig. 52 — für den Drehpunkt D des Regulatorhebels von der Achſe ſo, daß der Ausſchlag s_1 des Regulators gleich dem Ausſchlag s_2 des Uebertragungshebels wird. Ein ſolcher Regulator kann alsdann entſprechend dem wechſelnden Kraftbedarf ſelbſtthätig mehr oder weniger Dampf der Maſchine zuführen. Beim Leiſtungs-Regulator wird die Menge des zugeführten Dampfes nicht verändert, ſondern im Gegentheil feſtgehalten, und es iſt deshalb auch gleichgültig, ob der Ausſchlag s_1 des Regulatorhebels gleich dem Ausſchlag s_2 des Uebertragungshebels iſt, oder ob er kleiner oder größer iſt.

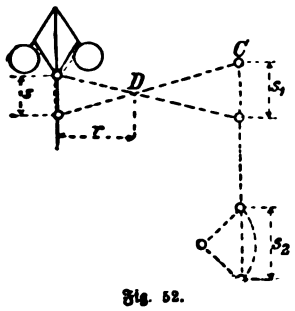


Fig. 52.

Ueber die Wahl des Ausſchlages für den Regulatorhebel ſtellt Weiß die folgenden zwei Regeln auf:

1. Wenn bei einem Pumpwerk der Dampfdruck und der Druck der gepumpten Flüſſigkeit, alſo des Waſſers oder der Luft, ein ziemlich gleichbleibender iſt, ſo mache man den Ausſchlag s_1 des Regulatorhebels kleiner oder höchſtens gleich dem Ausſchlag s_2 des Uebertragungshebels, damit man in der Lage iſt, mit einem verhältnißmäßig noch kleineren Regulator arbeiten zu können.

2. Wenn der Dampfdruck und der Druck der gepumpten Flüſſigkeit ein ſchwankender iſt, ſo mache man den Ausſchlag s_1 des Regulatorhebels größer, als den Ausſchlag s_2 des Uebertragungshebels, etwa gleich dem $1^1/_2$- bis 2fachen Ausſchlag des Uebertragungshebels und wähle einen verhältnißmäßig ſtärkeren Regulator.

Erwähnt ſei noch die ſelbſtthätige Auslöſevorrichtung, mit welcher der Regulator in Verbindung gebracht werden kann, falls Rohrbrüche zu befürchten ſind. Iſt der Leiſtungs-Regulator beiſpielsweiſe an einem Waſſerpumpwerke angebracht, und es platzt ein Druckrohr in der Nähe der Pumpe, ſo hat die Dampfmaſchine plötzlich keine Arbeit mehr zu verrichten und vergrößert in Folge deſſen ihre Geſchwindigkeit ungemein. Obgleich nun damit auch zugleich der Regulator ſteigt und die zugeführte Dampfmenge ſich vermindert, ſo iſt doch die plötzliche Steigerung der Umdrehungskraft unter Umſtänden Gefahr drohend. Für ſolche Fälle wird das Ende des Regulatorhebels mit der Zugſtange nicht feſt verbunden, ſondern durch Vermittelung einer ſelbſtthätigen Auslöſevorrichtung.

Eine solche Auslösevorrichtung hat der Regulator Fig. 53. An dem Ende des Regulatorhebels ist ein kleiner Steuerhebel C C_1 drehbar angehängt, der bei C_1 auf einer besonderen Führungsstange gleitet und durch ein Gewicht C_2 beschwert werden kann. Bei C trägt dieser Steuerhebel eine Führungsbüchse für die Zugstange, und es können beide mit einander dadurch verbunden werden, daß die Zugstange an zwei gegenüberliegenden Stellen verzahnt ist und die Führungsbüchse in der wagerechten Stellung des Hebels in diese Zähne eingreift, sodaß die Zugstange, welche über diesen Befestigungspunkt hinaus verlängert ist, bei der Bewegung des Regulatorhebels nach oben oder nach unten mitgenommen werden muß. Mit wachsender Umdrehungszahl der Maschine wird das Ende des Regulatorhebels und auch der kleine Steuerhebel C C_1, der seine wagerechte Lage zunächst beibehalten muß, immer tiefer herunter sinken, bis das geführte Ende C_1 auf den Anschlag C_3 trifft. Bei seinem weiteren Niedergang wird in Folge dessen der Steuerhebel mit dem Ende C_1 auf den Anschlag C_3 sich aufsetzen und eine kleine Drehbewegung machen müssen. Dabei wird die Führungsbüchse C mit der Zugstange außer Eingriff gebracht, die ausgelöste Zugstange sinkt unter Einfluß angehängter Gewichte plötzlich herab und stellt den Dampfeinlaß auf die kleinste Füllung ein. Der Anschlag C_3 ist verstellbar und kann dadurch für eine beliebige Geschwindigkeit des Regulators eingestellt werden.

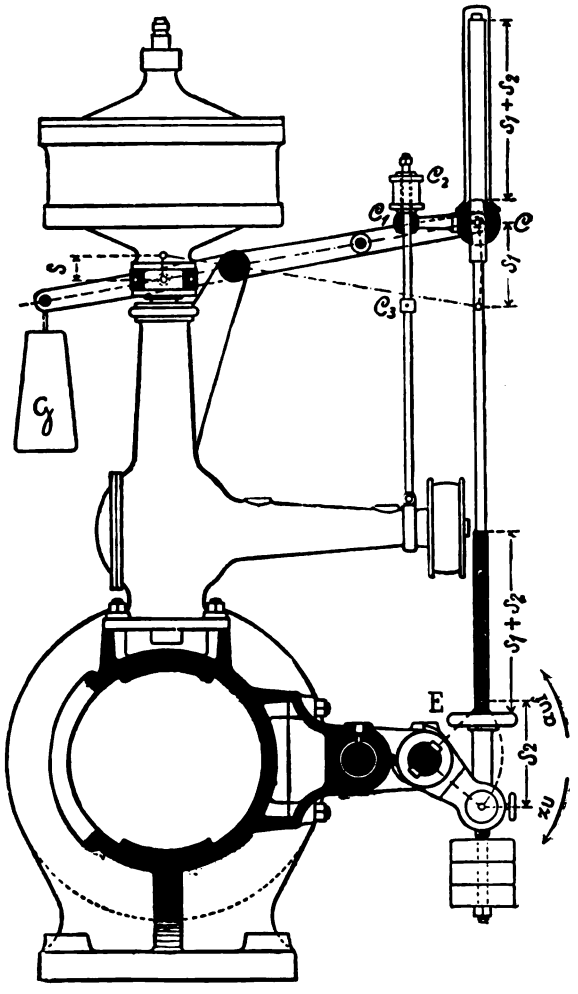


Fig. 53.

Die nachfolgende Tabelle enthält einige Angaben für die gebräuchlichsten Größen des Weiß'schen Regulators:

Modell	Verstellungskraft bei 2% | 4% | 6% Tourenänderung auf oder ab			Passend für Dampfcylinder-durchmesser	Hub der Hülse	Umdrehungszahl pro Minute		Regulirfähigkeit $\frac{n_{max.}}{n_{min}}$
Nr.	kg	kg	kg	von circa	mm	$n_{min.}$	n_{max}	
0	0,9	1,8	2,7	bis 200 mm	22	94	532	5,6
I	1,8	3,6	5,4	200—350 „	26	89	480	5,4
II	3,3	6,6	9,9	350—500 „	32	85	395	4,6
III	6,9	13,8	20,7	über 500 „	40	93	370	4
IV	22,3	44,6	66,9	Für große Gebläsemaschinen u. dergl.	63	70	270	3,85
V	33	66	99		81	53	225	4,25

2. Feder-Regulatoren.

Die Centrifugal-Regulatoren mit Federbelastung wurden früher namentlich für Schiffsmaschinen angewendet und für alle Maschinen, welche keinen sicheren Stand hatten. In neuerer Zeit kommen indessen diese Regulatoren auch für Landdampfmaschinen sehr viel in Gebrauch. Ein Regulator mit Federbelastung ist wegen seiner geringen Masse demjenigen mit Gewichtsbelastung vorzuziehen. Besonders aber in allen den Fällen, wo es sich darum handelt, einen größeren Widerstand bei der Bewegung des Stellzeuges zu überwinden oder, wo es auf eine größere Empfindlichkeit des Regulators ankommt, d. h. wo die Einstellung des Stellzeuges sehr schnell dem veränderlichen Kraftbedarf folgen soll, ist der Feder-Regulator vorzuziehen, weil in den Federn ein außerordentliches Arbeitsvermögen aufgespeichert werden kann.

M. Tolle sagt über Regulatoren mit Federbelastung in der „Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1895“:

„Soll jedoch die Federbelastung den vollen Nutzen gewähren, so muß die Anwendung von Belastungsgewichten, auch wenn sich solche nebenher durch die Construction des Regulators von selbst ergeben würden, vermieden oder, wenn gar nicht zu umgehen, auf das constructiv zulässige kleinste Maaß beschränkt, keinesfalls aber gar absichtlich herbeigeführt werden. Ich spreche diesen — eigentlich selbstverständlichen — Satz deswegen aus, weil manche der neuen Feder-Regulatoren neben der Federbelastung noch erhebliche Gewichtsbelastungen haben, einige sogar gerade aus bekannten Constructionen durch solche Aenderungen hervorgegangen sind, durch welche eine vorher nicht vorhanden gewesene Gewichtsbelastung hinzugefügt ist. Natürlich muß auch das Bestreben bleibend sein, die unvermeidlichen Schwungmassen auf das kleinste Maaß zurückzuführen.“

Einen Vortheil der Feder-Regulatoren findet M. Tolle auch darin, daß durch passende Wahl der Federabmessung bei jedem Regulator für die höchste und tiefste Muffenstellung die zugehörigen Umdrehungsgeschwindigkeiten nach Belieben einander genähert werden können, d. h. daß der Regulator nach Wunsch mehr oder weniger einer se[illegible]acht werden kann.

Als nachtheilig bezeichnet M. Tolle den Umstand, daß der Regulator vollständig von dem Verhalten der Feder abhängig ist. Es ist zwar bei Feder-Regulatoren sehr leicht, durch bloßes Anziehen einer Stellschraube die Spannung der Feder abzuändern, man würde aber dadurch nicht nur die Federspannung und damit die Hülsenbelastung und die Umlaufszahl des Regulators abändern, sondern man würde zugleich auch den ganzen Charakter des Regulators verändern. Um sonach auf den Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators einzuwirken, bedarf es noch anderer Mittel, wie das der bloßen Anspannung der Feder, und wir werden diese bei den einzelnen Regulatorarten erwähnen.

Nimmt die Spannung der Feder durch Zusammendrücken in einem anderen Verhältniß zu, als vorausgesetzt worden ist, so ändert sich der Charakter des Regulators, und es müssen deshalb beim Zusammenbauen die Längen der Federn genau eingehalten werden.

Der Regulator von Silver ist der älteste Feder-Regulator und aus dem Watt'schen Gewichts-Regulator hervorgegangen. Fig. 54 zeigt den Silver'schen Regulator in schematischer Darstellung. Die Stangen sind über ihren Drehpunkt O hinaus verlängert und tragen an ihren freien Enden die Kugeln K_1, die dazu bestimmt sind, die Wirkung der Schwerkraft, welche auf die Kugeln K ausgeübt wird, auszugleichen. Man pflegt die Kugeln K_1 so schwer zu wählen, als die Kugeln K, um auch das Gewicht der Hülsenstangen unwirksam zu machen. Den Centrifugalkräften dieser Kugeln wirkt die Feder F entgegen. Sie ist hier zwischen einem Ansatz E auf der Regulatorachse und der Hülse H eingesetzt.

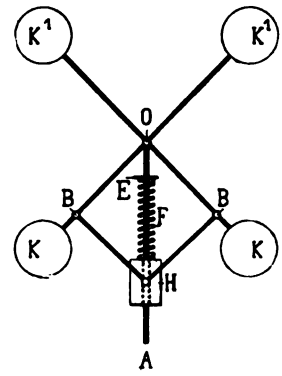


Fig. 54.

Auch ohne Anwendung von Gegengewichtskugeln können die Massen des Regulators ausbalancirt werden, wenn, wie bei der schematischen Darstellung Fig. 55, die Kugelmittelpunkte in einer Ebene sich bewegen, die senkrecht zu der Regulatorachse und durch den Aufhängepunkt O der Regulatorarme verläuft. Bei einer kleinen Abweichung des Kugelweges von dieser Ebene kann auch das Gewicht der Regulatorstangen und der Hülsenstangen ausgeglichen werden. Die Kugeln K dieses Regulators sind, ähnlich wie bei dem Pröll'schen Regulator, an den über den Gelenkpunkten B verlängerten Hülsenstangen angebracht.

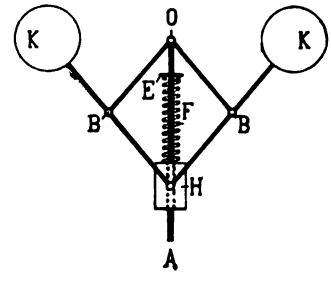


Fig. 55.

Feder-Regulator von R. Treuck in Erfurt. — Fig. 56. Wie fast

alle der nachfolgend besprochenen Regulatoren ist auch dieser kein reiner Feder-Regulator. Er steht vielmehr zum Theil noch unter Gewichtsbelastung.

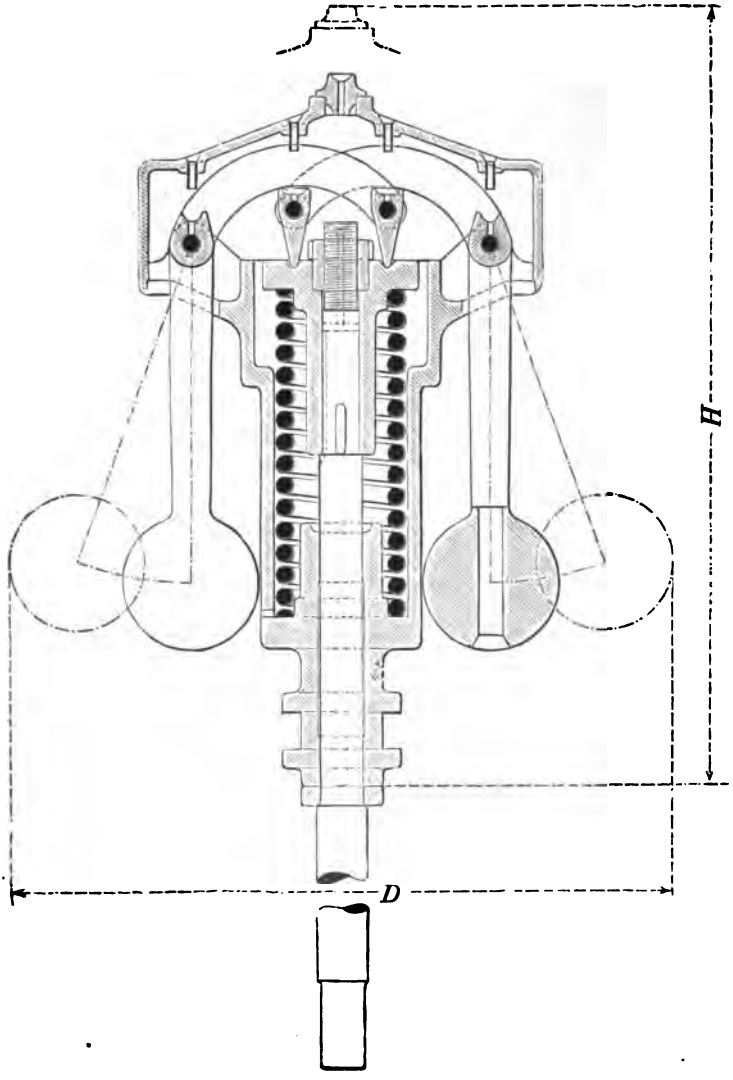


Fig. 56.

Das fast ganz geschlossene Regulatorgehäuse nimmt in seinem cylindrischen Theile, mit welchem es die Regulatorachse umgiebt, die starke Feder auf, die sich gegen eine Platte am oberen Ende der Regulatorachse stützt. Die Pendelstangen sind gelenkartig innerhalb des Gehäuses aufgehängt und laufen über ihre Gelenkpunkte hinweg in einen bogenförmigen Arm aus, der an seinem Ende eine Schneide, die sogenannte Stelze, trägt. Mit diesen Stelzen stützen sich die Pendelstangen auf die Platte am Ende der Regulatorachse. Da das Regulatorgehäuse auf der

Regulatorachse verschiebbar ist, so wird beim Ausschlag der Pendelstangen auch das Gehäuse — wie punktirt eingezeichnet ist — angehoben werden und zugleich mit diesem die Hülse, welche mit ihm fest verbunden ist. Durch Anwendung der Stelzen als Stützpunkte für die Regulatorhebel soll die Reibung auf ein kleinstes Maaß beschränkt bleiben.

Ueber die Vorzüge ihres Regulators macht die Fabrik folgende Angaben:

„Darnach soll durch die geringe Anzahl der beweglichen Theile das Arbeitsvermögen des Regulators ein besonders großes sein. Die Eigenreibung des Regulators soll noch nicht $^1/_2$% der Energie betragen, ein ruhiges Spiel und eine große Beweglichkeit durch Anwendung der Stelzen als Stützpunkte sich ergeben. Die Stelzen können auch bei plötzlichen Kraftschwankungen nicht ausgehoben werden, weil sie stets unter Wirkung jeder Kraftäußerung in ihre Widerlager gedrückt werden müssen."

Die Feder ist in dem Regulator so eingesetzt, daß eine eigenmächtige Verstellung derselben durch den Maschinisten ausgeschlossen bleibt.

Die Regulatoren sollen sich besonders für direkte Einwirkung auf die Steuerung eignen, und sie werden in nachfolgenden Größen von der Fabrik angefertigt*):

---

*) Zur Berechnung des Regulators giebt die Firma folgende Unterlage — Fig. 57 und 58:

G_1 = Gewicht der Schwungkugeln,
G_2 = „ „ Kugelarme,
G_3 = „ „ Stelzenarme,
$G = G_1 + G_2 + G_3$ Gewicht aller schwingenden Massen,
Q = Gewicht der Hülse mit Feder u. s. w.
F = Federspannung,
C_1 und C_2 = die durch G_1 hervorgerufenen Centrifugalkräfte.

Es erzeugen die Centrifugalkräfte im Stützpunkt D — Fig. 57 — eine Reaktion R, welche gleich der Summe aller Vertikalkräfte ist. Die Horizontalkraft: $H = C_1 + C_2$.

Sie wird, da sie auf beiden Seiten gleich und entgegengesetzt gerichtet ist, von der Hülse aufgenommen.

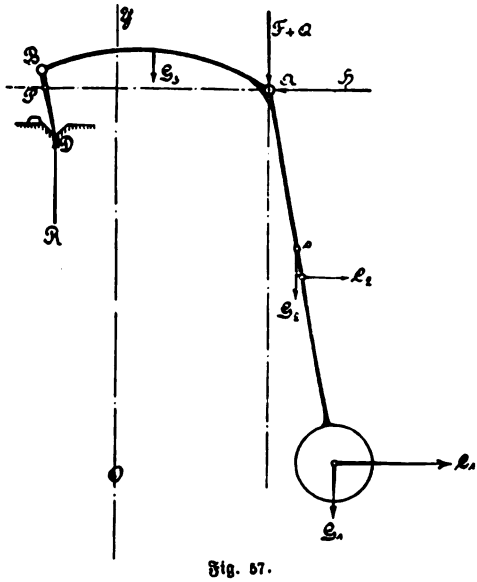


Fig. 57.

Die Angriffspunkte der äußeren Kräfte sollen im Schwerpunkt des Hebelsystems liegen. Eine besondere Beachtung verdient die Centrifugalkraft C_2, deren Angriffspunkt sich um so mehr vom Schwerpunkt s des Kugelarmes entfernt, je schräger dieser Arm zur Drehachse O Y des Regulators liegt.

Das Moment der Kraft R in Bezug auf den Punkt A ist stets so groß, als ob diese an einem Hebelarm angriffe, der gleich ist der Entfernung des Punktes A von dem Schnittpunkt, der durch ihn gelegten Wage-

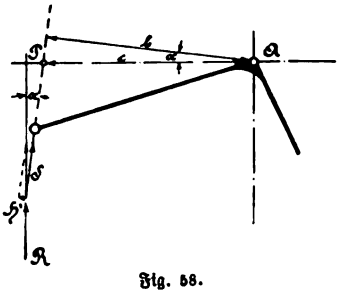


Fig. 58.

alle der nachfolgend besprochenen Regulatoren ist auch dieser kein reiner Feder-Regulator. Er steht vielmehr zum Theil noch unter Gewichtsbelastung.

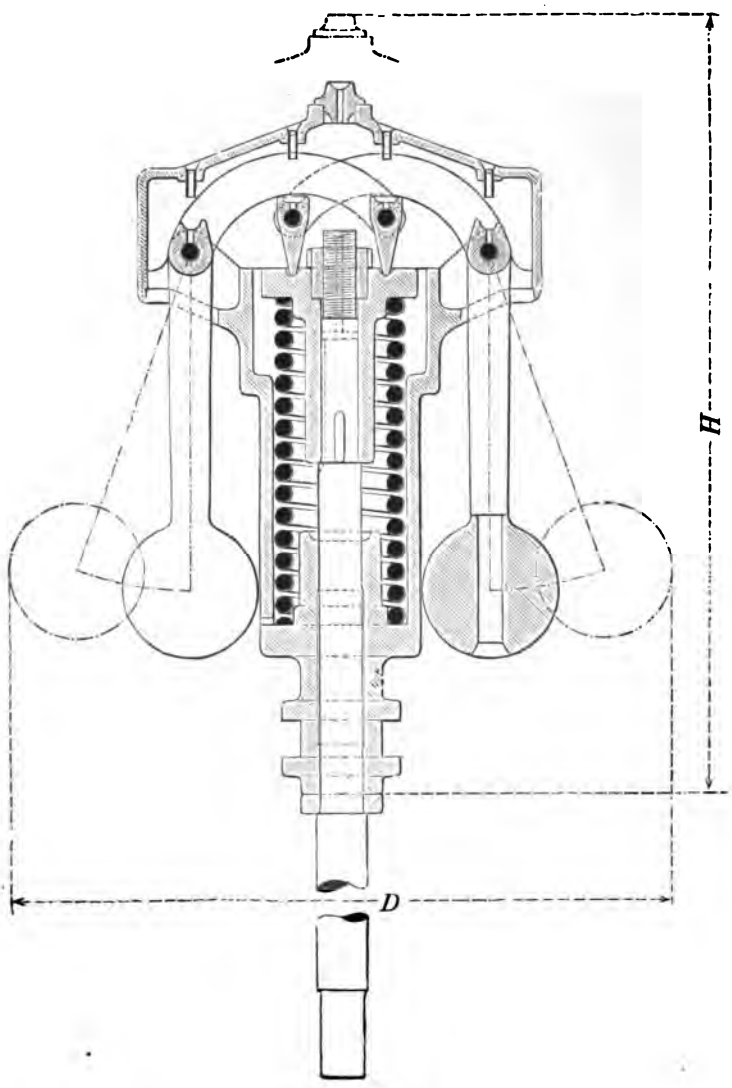


Fig. 56.

Das fast ganz geschlossene Regulatorgehäuse nimmt in seinem cylindrischen Theile, mit welchem es die Regulatorachse umgiebt, die starke Feder auf, die sich gegen eine Platte am oberen Ende der Regulatorachse stützt. Die Pendelstangen sind gelenkartig innerhalb des Gehäuses aufgehängt und laufen über ihre Gelenkpunkte hinweg in einen bogenförmigen Arm aus, der an seinem Ende eine Schneide, die sogenannte Stelze, trägt. Mit diesen Stelzen stützen sich die Pendelstangen auf die Platte am Ende der Regulatorachse. Da das Regulatorgehäuse auf der

Regulatorachse verschiebbar ist, so wird beim Ausschlag der Pendelstangen auch das Gehäuse — wie punktirt eingezeichnet ist — angehoben werden und zugleich mit diesem die Hülse, welche mit ihm fest verbunden ist. Durch Anwendung der Stelzen als Stützpunkte für die Regulatorhebel soll die Reibung auf ein kleinstes Maaß beschränkt bleiben.

Ueber die Vorzüge ihres Regulators macht die Fabrik folgende Angaben:

„Darnach soll durch die geringe Anzahl der beweglichen Theile das Arbeitsvermögen des Regulators ein besonders großes sein. Die Eigenreibung des Regulators soll noch nicht $^1/_2$% der Energie betragen, ein ruhiges Spiel und eine große Beweglichkeit durch Anwendung der Stelzen als Stützpunkte sich ergeben. Die Stelzen können auch bei plötzlichen Kraftschwankungen nicht ausgehoben werden, weil sie stets unter Wirkung jeder Kraftäußerung in ihre Widerlager gedrückt werden müssen."

Die Feder ist in dem Regulator so eingesetzt, daß eine eigenmächtige Verstellung derselben durch den Maschinisten ausgeschlossen bleibt.

Die Regulatoren sollen sich besonders für direkte Einwirkung auf die Steuerung eignen, und sie werden in nachfolgenden Größen von der Fabrik angefertigt*):

---

*) Zur Berechnung des Regulators giebt die Firma folgende Unterlage — Fig. 57 und 58:

G_1 = Gewicht der Schwungkugeln,
G_2 = „ „ Kugelarme,
G_3 = „ „ Stelzenarme,
$G = G_1 + G_2 + G_3$ Gewicht aller schwingenden Massen,
Q = Gewicht der Hülse mit Feder u. s. w.
F = Federspannung,
C_1 und C_2 = die durch G_1 hervorgerufenen Centrifugalkräfte.

Es erzeugen die Centrifugalkräfte im Stützpunkt D — Fig. 57 — eine Reaktion R, welche gleich der Summe aller Vertikalkräfte ist. Die Horizontalkraft: $H = C_1 + C_2$.

Sie wird, da sie auf beiden Seiten gleich und entgegengesetzt gerichtet ist, von der Hülse aufgenommen.

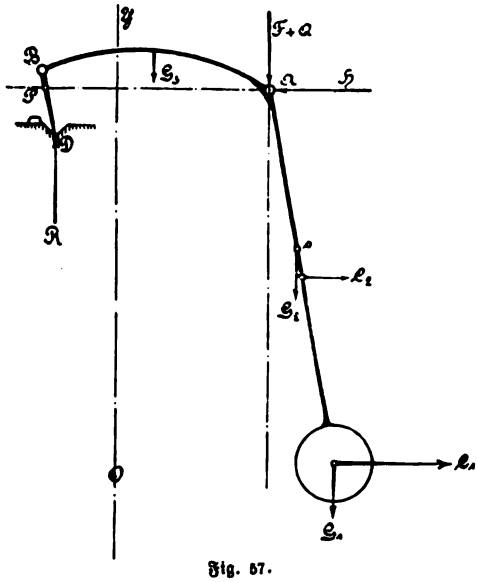


Fig. 57.

Die Angriffspunkte der äußeren Kräfte sollen im Schwerpunkt des Hebelsystems liegen. Eine besondere Beachtung verdient die Centrifugalkraft C_2, deren Angriffspunkt sich um so mehr vom Schwerpunkt s des Kugelarmes entfernt, je schräger dieser Arm zur Drehachse O Y des Regulators liegt.

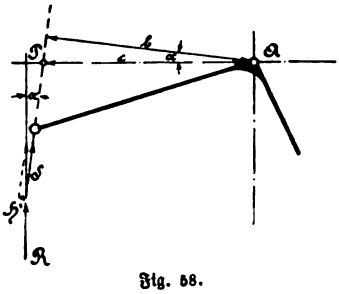


Fig. 58.

Das Moment der Kraft R in Bezug auf den Punkt A ist stets so groß, als ob diese an einem Hebelarm angriffe, der gleich ist der Entfernung des Punktes A von dem Schnittpunkt, der durch ihn gelegten Wage-

Nummer des Regulators . .		0	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Passend für Cylinderdurchmesser in mm		150	200	250	300	400	450	600	800	1000
Umdrehungen in der Minute	n	300	280	260	240	220	200	180	160	160
Verstellungskraft in kg		1,7	2,5	4	6,5	9,5	13,5	18	24,5	30,5
Hub der Hülse in mm		30	40	50	60	70	80	95	115	115
Arbeitsvermögen in mmkg .		51	100	200	390	665	1080	1710	2818	3508
Größtes Breitenmaaß in mm	D	300	365	430	510	600	700	820	950	990
Größte Höhe in mm	H	355	425	490	570	670	780	910	1075	1075

Wie schon oben erwähnt, kann man die Umdrehungszahl eines Regulators durch bloßes Spannen der Belastungsfeder nicht ändern, ohne zugleich auch den Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators zu beeinflussen. Man ist vielmehr bei den Feder-Regulatoren meist gezwungen, eine andere Feder einsetzen zu müssen, falls die Anzahl der Umdrehungen des Regulators geändert werden soll.

Wo eine öftere Aenderung der Umlaufszahl nöthig ist, empfiehlt Trenck die Anwendung einer besonderen Stellvorrichtung mit einer Zugfeder. Es sollen durch diese Zusatzbelassungen Aenderungen bis 12% der Umdrehungsanzahl möglich sein, ohne den Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators zu beeinflussen.

Der Feder-Regulator von Zabel & Co. in Quedlinburg ist ähnlich, wie der vorgenannte ausgeführt. Fig. 59 und 60 geben eine Ansicht und einen Schnitt dieses Regulators. Die Pendelarme sind besonderen Stützarmen an dem Federgehäuse gelenkartig angehängt. Ihre bogenförmigen Enden, welche über ihren Aufhängepunkt hinausreichen, sind mit der Regulatorachse durch bewegliche Schwingen verbunden. Mit dem Ausschlage der Pendel wird das Federgehäuse und die mit ihnen vereinigte Hülse auf der Regulatorachse verschoben.

Die Gewichtsbelastung des Regulators durch das Federgehäuse beträgt nach Angaben der Fabrik nur etwa $^1/_7$ bis $^1/_{10}$ der Federspannung, damit alle schädlichen Wirkungen durch die großen Gewichtsmassen möglichst vermieden werden. Um der Feder eine große Dauer zu geben, ist sie nur mit 25 kg für jeden Quadratmillimeter belastet.

---

rechten mit der Stelze BD. Wird die Kraft R nach Fig. 58 in ihre Componenten S und H' zerlegt, so wirkt auf S allein das Moment

$$M = S \cdot b,$$

da die Horizontalcomponente H' von dem Teller aufgenommen wird.

Es ist aber:

$$S = \frac{R}{\cos. \alpha},$$

$$b = c \cos. \alpha,$$

$$M = \frac{R}{\cos. \alpha} \cdot c \cdot \cos. \alpha,$$

$$M = R \cdot c.$$

Diese Bezeichnung gilt für alle Lagen der Stelzen BD, und hierin liegt der Hauptvortheil der Anwendung von Stelzen. Denn es ist ersichtlich, daß man durch eine geringe Aenderung der Lage der Stelzen, die durch Verschiebung des Stützpunktes D leicht zu erreichen ist, ein beliebig großes oder kleines Moment der gleichbleibenden Reaktionskraft R erzeugen und der Centrifugalkraft entgegensetzen kann."

Als zulässigen Ungleichförmigkeitsgrad empfiehlt die Fabrik:
für alle besseren Maschinen mit schweren Schwungrädern . 2 %,
„ sehr gute Maschinen mit schweren Schwungrädern . . 4 %.
Für Maschinen mit leichten Schwungrädern oder stark wechselnder Belastung soll der Ungleichförmigkeitsgrad wesentlich höher sein.

Fig. 59.

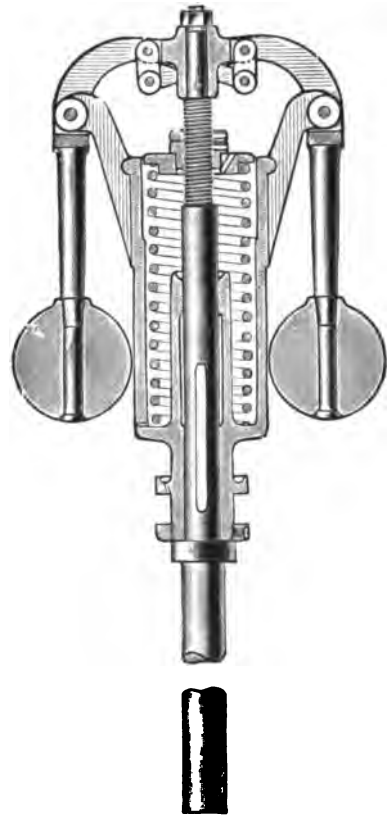


Fig. 60.

Bei Feder-Regulatoren wird der Ungleichförmigkeitsgrad abhängig sein von der Anzahl der Windungen der Feder. Wird der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators zu klein gewählt, so kommt der Regulator nicht zur Ruhe und spielt fortwährend zwischen der niedrigsten und höchsten Stellung hin und her.

Die Regulatoren werden von der Fabrik in den nachstehenden Größen gebaut:

Nummer des Regulators	I	II	III	IV	V	VI	VII
Umdrehungen in der Minute	240	220	200	190	180	160	150
Muffenhub in mm	40	50	60	70	80	95	110
Mittlere Verstellungskraft in 2% Geschwindigkeitsänderung in kg	2,3	3	4,5	6,5	11	17	25
Mittlere Energie in kg	58	75	113	163	275	425	625
Arbeitsvermögen in kgmm	90	150	270	455	880	1615	2750

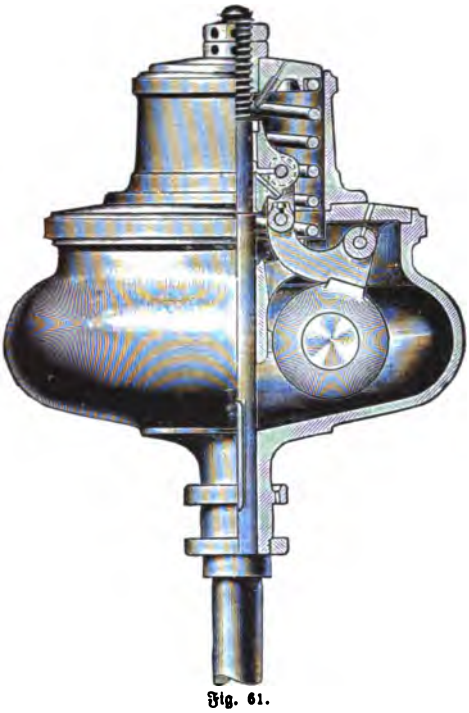


Fig. 61.

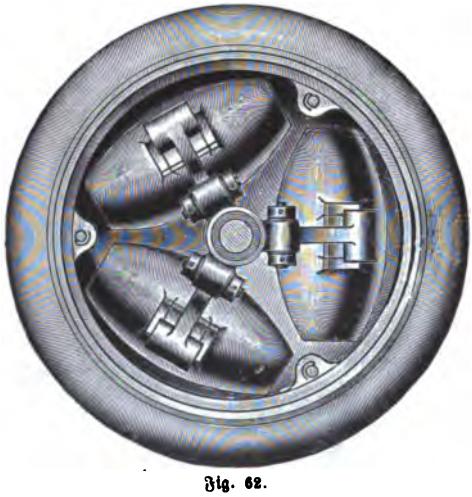


Fig. 62.

Die Verstellungskraft des Regulators, welche von der oberen nach der unteren Hülsenstellung hin zunimmt, ist in der Tabelle für die Mittelstellung bei 2 % Geschwindigkeitsänderung angegeben.

Von der Firma Zabel & Co. in Quedlinburg wird auch ein Feder-Regulator mit vollständig geschlossenem Regulatorgehäuse — entsprechend Fig. 61 und 62 — gebaut. Der Grundriß, der den Regulator bei abgenommenem Gehäusedeckel wiedergiebt, läßt erkennen, daß unter Anwendung von drei Schwunggewichten der innere Raum des Regulatorgehäuses vollständig ausgenutzt ist. Hierdurch war es möglich, dem Regulator einen kleinen Durchmesser und — bei nicht zu hoher Geschwindigkeit — eine große Verstellungskraft zu geben. Die Pendel sind einerseits an dem Regulatorgehäuse, anderseits an der Regulatorachse durch bewegliche Schwingen gelenkartig aufgehängt.

Die Feder ist über den Pendeln innerhalb des Regulatordeckels untergebracht und stützt sich am oberen Ende der Regulatorachse gegen eine Platte, welche durch Muttern verstellbar gemacht ist. Um den Regulator aus einander zu nehmen, würde zunächst diese Platte gelöst und die Feder entfernt werden müssen. Durch Abheben des Regulatordeckels sind alsdann die inneren Regulatortheile vollständig freigelegt.

Die von der Fabrik ausgeführten Größen dieses Regulators sind in der nachfolgenden Tabelle wiedergegeben:

Nummer des Regulators	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Umdrehungen in der Minute	340	320	260	230	220	210	200	180	170	150	140
Muffenhub in mm	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100	110
Mittlere Verstellungskraft bei 2 % Geschwindigkeitsänderung in kg . .	3	5	7	8	10,5	13,5	15	18	26,5	33,5	43
Mittlere Energie in kg . .	75	125	175	200	262,5	337,5	375	450	662,5	837,5	1075
Arbeitsvermögen in kgmm	60	125	210	320	525	810	1050	1440	2385	3350	4730

Die Gewichtsbelastung durch das Regulatorgehäuse soll nach Angaben der Fabrik etwa $^1/_5$ der Federspannung betragen.

Der Feder-Regulator von Pröll wird von dem Eisenwerk Lauchhammer ausgeführt — Fig. 63 und 64. Dieser Regulator beruht auf den gleichen Constructionsbedingungen, wie der in Fig. 43 wiedergegebene Pröll'sche Gewichts-Regulator, nur daß die Gewichtsbelastung durch Federbelastung ersetzt ist. Wie bei dem Pröll'schen Regulator mit Gewichtsbelastung, sitzen auch hier die Schwungkugeln K am Ende der Hülsenstangen S. Unterhalb der Schwungkugeln liegen die Gelenke C, an denen die Gelenkarme L angeschlossen sind. Die Gelenkarme sind wegen der Kugeln gekrümmt und als Winkelarme ausgeführt, damit ihre Bewegung auf die Feder F übertragen werden kann. Zu diesem Zwecke stützen sich die kurzen Schenkel der Winkelhebel auf die Federplatte P — Fig. 64 —, welche auf der Regulatorachse verschiebbar ist. Sie drücken aber nicht unmittelbar auf die Federplatte P, sondern auf eine Platte p, die mit Kugelflächen auf der Federplatte P aufliegt. Die winkelförmigen Pendelarme sind an Seitenarmen des cylindrischen Federgehäuses A aufgehängt. Letzteres ist mit der Regulatorachse fest verbunden.

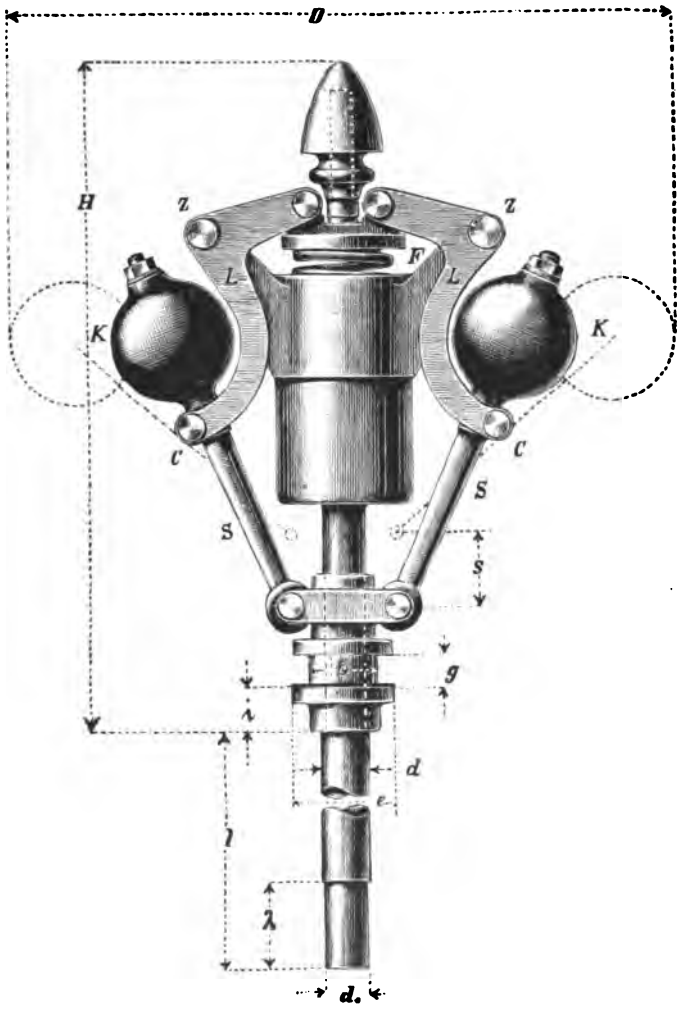


Fig. 63.

Die Gelenkverbindung ist so getroffen, daß die Kugelmittelpunkte sehr angenähert in einer Ebene sich bewegen, welche senkrecht zur Regulatorachse verläuft.

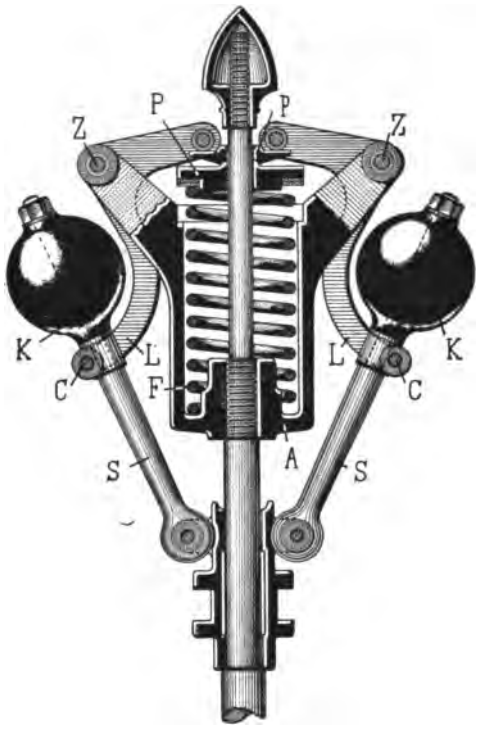


Fig. 64.

Dadurch und durch die Anwendung einer sorgfältig berechneten Feder kann die Energie des Regulators gehoben werden.

Nach Mittheilungen des Werkes beträgt das Verhältniß der der höchsten und der tiefsten Hülsenstellung entsprechenden Umdrehungszahl 1,02, sodaß bei ausreichender Energie des Regulators für den Betrieb ein Ungleichförmigkeitsgrad von 1—2 % sich ergiebt. Im Falle des Brechens der Feder ist eine Gefahr oder eine Betriebsstörung der Maschine nicht zu befürchten, weil die Windungen der Feder so nahe liegen, daß sich alsdann Windung auf Windung setzt.

Der Pröll'sche Regulator wird von dem Eisenwerk Lauchhammer entsprechend den Angaben der folgenden Tabelle gebaut. Die Größen sind nach der Verstellungskraft der Hülse angeordnet.

Nummer des Regulators		I	II	III	IV	V	VI
Tourenzahl pro Minute	n	190	180	170	160	140	120
Breitendimension in mm	D	460	570	685	800	915	1150
Höhe des Regulators in mm	H	485	585	695	795	895	1085
Spindellänge in mm	l	550	750	900	1000	1150	1300
Spindeldicke in mm	d	30	36	40	50	56	60
Zapfenlänge in mm	λ	60	70	80	90	100	120
Zapfendicke in mm	d_1	26	32	36	46	50	56
Hub der Hülse in mm	s	46	58	68	80	92	114
Höhe der Hülse in mm	g	23	30	35	40	46	60
Innerer Hülsendurchmesser in mm	c	45	55	64	72	82	100
Aeußerer Hülsendurchmesser in mm	e	70	84	100	116	136	162
Dimension an der Hülse in mm	i	31	39	46	48	52	64
Mittlere Verstellungskraft in der Hülse in kg	Q	1,5	3	6	10	14	22
Arbeitsvermögen in kg	Q s	69	174	408	800	1288	2508
Gewicht des Regulators in kg		22	38	68	102	170	280

Für kleine Motoren und billige Dampfmaschinen empfiehlt das Eisenwerk Lauchhammer einen Feder-Regulator nach System Pröll, der sich von dem soeben besprochenen nur dadurch unterscheidet, daß er mit einer Schutzhaube überdeckt ist.

Der Feder-Regulator System Tolle wird von Theodor Wiede's Maſchinenfabrik A.-G. in Chemnitz — entſprechend Fig. 65 und 66 — gebaut. Er iſt aus der Ueberlegung hervorgegangen, daß der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators ſich nicht ändert, wenn die Feder derart angreift, daß der Regulator für eine gleichmäßig bleibende Kraft aſtatiſch wirkt. Da aber durch Anſpannen der Feder, welche den Schwunggewichten entgegenwirkt, auch die Gegenkraft vergrößert wird, ſo ordnete Tolle zur Aenderung der Umdrehungszahl eine beſondere Feder als Hülſenbelaſtung an. Dieſe Feder giebt bei zunehmender Spannung dem Regulator einen ſtatiſchen Charakter. Um dieſen aufzuheben und die Eigenreibung des Regulators ſo gering wie möglich zu machen, ſind bei dem Tolle'ſchen Regulator die beiden Pendelarme mittelſt einer wagerechten Feder ſo verbunden, daß ihre Kraft nicht, wie bei anderen Regulatoren, erſt durch mehrere Stangen hindurch fortgepflanzt wird, ſondern der Centrifugalkraft möglichſt direkt entgegenwirkt.

Die in dem Federgehäuſe angeordnete Druckfeder wirkt nur als Hülſenbelaſtung. Die durch die Umdrehung der Schwung-

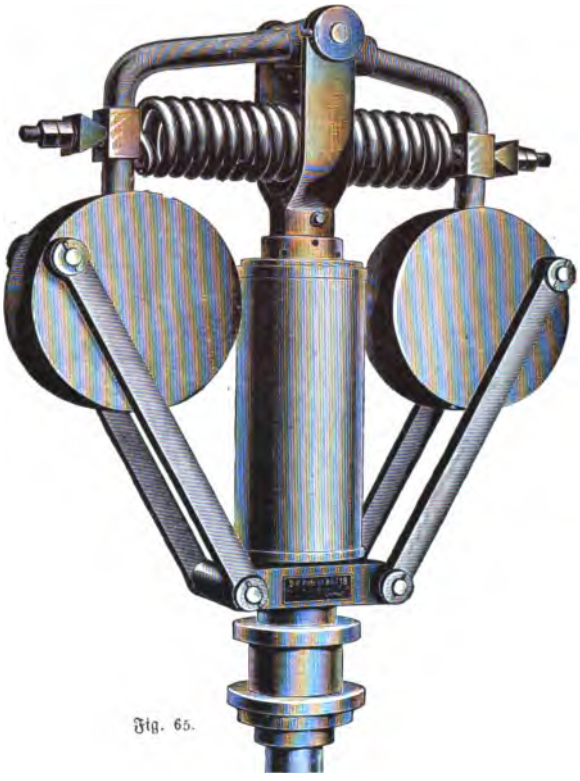


Fig. 65.

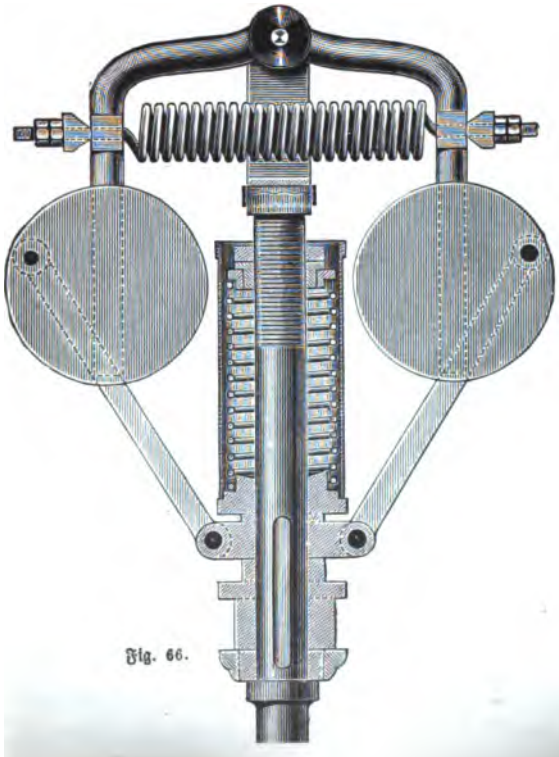


Fig. 66.

körper erzeugte Centrifugalkraft wird von der wagerechten Zugfeder aufgenommen. Spannt man die erstere Feder, so wird die Umlaufzahl und Energie des Regulators vergrößert, ohne Aenderung seines Ungleichförmigkeitsgrades. Spannt man dagegen die Zugfeder für die Schwungkörper, so wird der Ungleichförmigkeitsgrad verringert. Eine Veränderung der Umlaufszahl, welche sich dabei ergiebt, kann durch Anspannung der Druckfeder ausgeglichen werden.

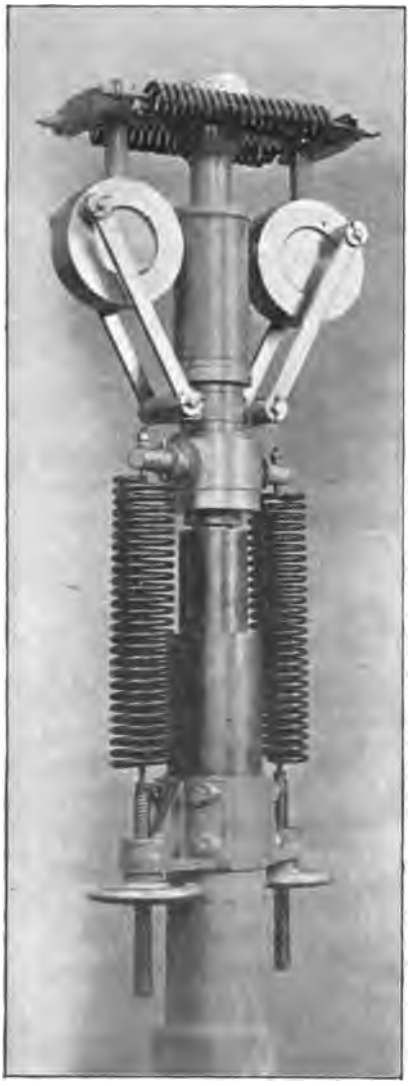


Fig. 67.

Der Feder-Regulator wird von dem Werk für alle die Fälle besonders empfohlen, bei denen es sich um eine Aenderung des Ungleichförmigkeitsgrades, zum Zwecke der Anpassung an die bestehenden Verhältnisse der Kraftmaschinen, handelt, und wo eine Aenderung der Umlaufszahl der Maschine erwünscht ist. Die Einstellung sowohl des Ungleichförmigkeitsgrades, wie der Umlaufszahl ist nur beim Stillstand möglich. Der Regulator wird aber auch so ausgeführt, daß die Aenderung der Umlaufszahl während des Betriebes vorgenommen werden kann. Für diesen Fall wird die Druckfeder durch eine oder mehrere neben dem Regulatorständer angeordnete Federn ersetzt, die an der Hülse oder dem Stellzeug angreift.

Ein Tolle'scher Regulator, der eine Aenderung der Umdrehungszahl während des Ganges der Maschine bis über 100 % gestattet, ist in Fig. 67 dargestellt. An Stelle der einfachen Zugfeder und Belastungsfeder, wie sie der vorbesprochene Regulator hat, sind hier je zwei kleine Federn angeordnet. Die Belastungsfedern liegen frei neben der Regulatorachse und können durch Handräder mit Schraubengewinde, die sich an dem unteren Ende der Federn befindet, auch während des Ganges nachgespannt werden.

An der Wirkung des Tolle'schen Regulators wird auch nichts verändert, wenn die Regulatorachse wagerecht gelegt wird.

Die Regulatoren System Tolle werden von Theodor Wiede's Maschinenfabrik A.-G. in Chemnitz entsprechend folgender Tabelle ausgeführt:

Nummer des Regulators	0	1	2	3	4	5
Umdrehungen in der Minute	360	340	320	300	300	300
Mittlere Verstellungskraft bei 2 % Geschwindigkeitsänderung in kg	1,26	2,14	3,21	4,48	5,18	6,04
Mittlere Energie in kg	31,5	53,6	80,2	112	130	151
Hülsenhub in mm	28	33	38	44	48	51

Nummer des Regulators	6	7	8	9	10	11	12
Umdrehungen in der Minute	300	290	280	260	250	230	220
Mittlere Verstellungskraft bei 2 % Geschwindigkeitsänderung in kg	7	8,48	10,1	11,8	15,8	22,7	30,8
Mittlere Energie in kg	175	212	252	296	394	567	770
Hülsenhub in mm	55	60	66	72	82	100	115

Die Federwage.

Wo nicht besondere Belastungsfedern für die Hülsen angewendet sind, wie bei den zuletzt besprochenen Regulatoren, dort kann durch Anspannen der Regulatorfeder die Umlaufszahl nicht ohne Weiteres geändert werden, ohne zugleich auch den Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators zu ändern, weil durch Zusammenspannen der Feder auch die Wirkung derselben eine andere wird. Es wurde schon früher darauf hingewiesen, daß man sich für diesen Fall zur Aenderung der Umdrehungszahl des Regulators eines besonderen Hilfsmittels bedient. Ein solches ist die Federwage, wie sie nach Ausführung der Firma Zabel & Co. in Quedlinburg in Fig. 68 besonders dargestellt ist, während Fig. 69 die Federwage in Verbindung mit einem Regulator zeigt.

Fig. 68.

Fig. 69.

Diese Federwage besteht aus einem besonderen Federgehäuse, in welchem zwei oder mehrere Federn in einander angeordnet sind, und von denen jede innere kürzer ist, wie die sie umgebende äußere, sodaß die Federn nach einander zur Wirkung kommen müssen. Unter Anwendung solcher Zusatzfedern, wie sie genannt werden, ist man in der Lage, wenigstens innerhalb gewisser Grenzen den Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators unverändert zu erhalten.

Wie sich dies aus der Zusammenstellung Fig. 69 ergiebt, ist die Spindel der Federwage an dem Stellhebel des Regulators aufgehängt und belastet diesen. Das Federgehäuse der Wage ist mit einer Schraubenspindel versehen, welche auf ihrem unteren Ende ein Handrad trägt, sodaß durch Niederschrauben derselben zugleich auch das Federgehäuse heruntergezogen und die Federn gespannt werden müssen.

Soll beispielsweise unter Benutzung der Federwage die Geschwindigkeit des Regulators um 10 % erhöht werden, sodaß seine mittlere Geschwindigkeit von 200 Umdrehungen pro Minute auf 220 anwachsen soll, so kann man eine Zusatzfeder anwenden, die erst bei der Geschwindigkeit von 220 Umdrehungen zur Wirkung kommt. Der Regulator würde also, wenn durch Anwendung der zweiten Zusatzfeder der vorbeschriebene Ungleichförmigkeitsgrad erhalten wird, in den Zwischenlagen von 200—220 Umdrehungen seinen Ungleichförmigkeitsgrad ändern können. Soll der Regulator aber auch in den Zwischenlagen keine bedeutende Aenderung des Ungleichförmigkeitsgrades zeigen, so muß die Federwage mit einer weiteren Zusatzfeder versehen werden, welche schon zwischen 200 und 220 Umdrehungen, also bei 210 Umdrehungen pro Minute, zur Wirkung kommt.

Die Fabrik empfiehlt für den vorliegenden Fall die Anwendung von drei Zusatzfedern, sodaß der Regulator bei 200, bei $206^2/_3$, bei $213^1/_3$ und bei 220 Umdrehungen durchaus richtig arbeitet und die Veränderungen des Ungleichförmigkeitsgrades in Zwischenlagen sehr klein sind.

Im Allgemeinen genügen:

Für eine Veränderung der Umdrehung des Regulators von 5 % die Anwendung einer Zusatzfeder,
" " " " " " " " 10 % die Anwendung zweier Zusatzfedern,
" " " " " " " " 15 % die Anwendung dreier Zusatzfedern.

Die Schwungrad-Regulatoren.

Die Schwungrad-Regulatoren haben ihren Namen dadurch erhalten, daß sie innerhalb des Schwungrades der Maschine untergebracht werden. Es fällt somit die Achse des Regulators mit der Kurbelwelle zusammen oder wird in der Verlängerung derselben angebracht. Mit Rücksicht darauf, daß die Kurbelwelle zugleich als Regulatorachse dient, bezeichnet man auch die Schwungrad-Regulatoren als Achsen-Regulatoren. Jeder Feder-Regulator kann auch als Schwungrad-Regulator Verwendung finden. Wird so z. B. die Regulatorachse des Pröll'schen Feder-Regulators — Fig. 63 und 64 — mit der Schwungradwelle direkt gekuppelt, so würde der Regulator als Schwungrad-Regulator bezeichnet werden können.

Ueber die Leistungsfähigkeit der Achsenregler heißt es in der „Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, Jahrg. 1898, Seite 322":

„Die meisten größeren Achsenregler haben den Uebelstand, daß die Gelenke der Pendel in Betracht ihrer in der Regel kleinen Ausschläge durch die erforderlichen

hohen Federspannungen zu stark belastet sind. Hierdurch werden, da die Reibung beinahe immer an derselben Stelle stattfindet, die Bolzen sehr stark abgenutzt. Kommt noch der Umstand hinzu, daß ihrer Schmierung nicht die genügende Aufmerksamkeit zugewendet wird, so ist die zuverlässige Wirkung des Reglers ganz in Frage gestellt. Ein weiterer Uebelstand, der durch die stark belasteten Bolzen herbeigeführt wird, ist der, daß eben in Folge der Reibung Wirkungsfähigkeit und Empfindlichkeit des Reglers beträchtlich verringert werden."

Um diese beiden Uebelstände zu vermeiden, sucht man die Gelenke der Regulatoren soviel als möglich zu entlasten, indem man sie beispielsweise als Schneiden ausführt.

Hauptsächlich benutzt man die Achsen-Regulatoren für schnelllaufende Kraftmaschinen, die bei elektrischen Lichtanlagen immer häufiger in Frage kommen. Eine besondere Art der Schwungrad-Regulatoren, welche sich hierbei einführen, wollen wir näher besprechen, und zwar sind dies:

Die Excenter-Regulatoren oder Flachregler. Sie wirken auf die Verstellung des Excenters der Kraftmaschine unmittelbar ein und beeinflussen beispielsweise die Leistung der Dampfmaschine, indem sie ihren Dampfeinlaß-Schieber direkt verstellen.

Der Achsen-Regulator von Sondermann, wie er in Fig. 70 und 71 dargestellt ist, wirkt direkt auf das Excenter dadurch ein, daß die Excenterscheibe unabhängig von der Schwungradwelle an den Pendelgewichten des Regulators angehängt ist und durch den Ausschlag derselben verstellt wird.

Mit dem Schwungrad S ist das Regulatorgehäuse G aus dem Ganzen gegossen. Die Schwunggewichte P_1 und P_2 sind auf den Zapfen Z_1 und Z_2 in gleichem

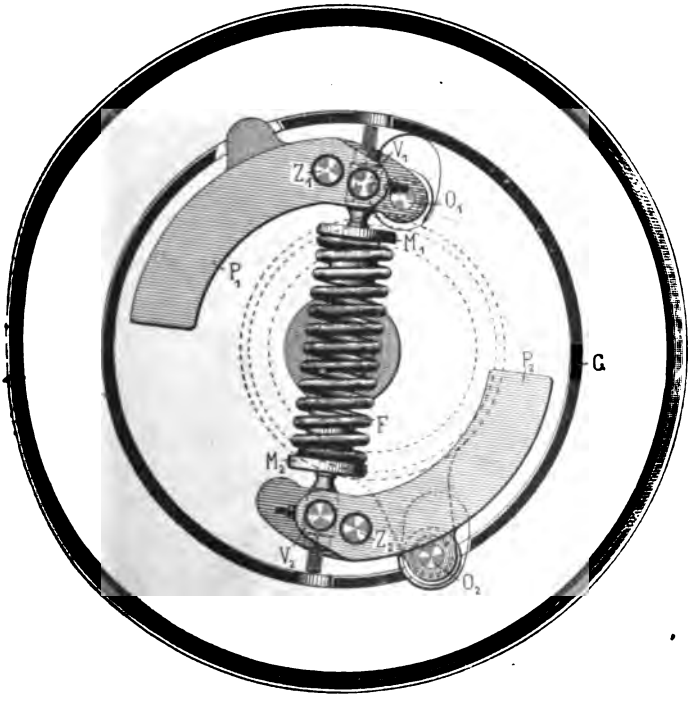


Fig. 70.

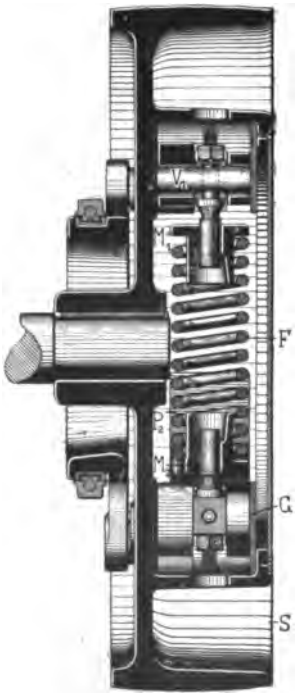


Fig. 71.

Abſtande von der Welle drehbar gelagert und gleichgeſtaltet, ſodaß die Schwerpunktsachſe des Regulators möglichſt in die Achſenrichtung der Hauptwelle fällt. Der Centrifugalwirkung der Gewichte P_1 und P_2 wirkt die Feder F entgegen, die an den Zapfen V_1 und V_2 der Gewichte angreift. Die Spannung der Feder kann durch die Muttern M_1 und M_2 geregelt werden.

An Stelle einer Feder müſſen zwei Federn angewendet werden, wenn der Regulator nicht am Ende der Schwungradwelle ſitzt und die Welle durch den Regulator hindurchgeht.

Die Excenterſcheibe iſt unabhängig von der Welle mittelſt der Zapfen O_1 und O_2 gelenkartig an den Gewichten P_1 und P_2 aufgehängt. Es iſt dabei nothwendig, daß die Zapfen O_1 bezw. O_2 und die Zapfen Z_1 bezw. Z_2 auf verſchiedenen Seiten liegen, damit alle Theile freie Beweglichkeit erhalten. Dadurch, daß die Pendelgewichte P_1 und P_2 durch die Excenterſcheibe mit einander verbunden ſind, ſind ſie zu einem gleich großen Ausſchlag gezwungen. Beim Ausſchlag der Pendelgewichte aber bewegt ſich die Mitte der Excenterſcheibe in einem Kreisbogen, welcher dem gleich iſt, den die Zapfen O_1 bezw. O_2 um die Zapfen Z_1 bezw. Z_2 beſchreiben.

Es iſt auch zuläſſig, den Aufhängepunkt O_1 für die Excenterſcheibe mit dem Zapfen V_1, an welchem die Feder angreift, zu vereinigen, während die Zapfen V_2 und O_2 getrennt bleiben, wenn nur dafür geſorgt iſt, daß der Letztere einen gleichen Abſtand von dem Zapfen Z_2 hat.

Der Achſen-Regulator von Stein. Ein anderer Regulator dieſer Art iſt der Achſen-Regulator von Stein Fig. 72 und 73. Auch bei dieſem iſt das Excenter an den Schwunggewichten — gänzlich unabhängig von der Welle — des Regulators aufgehängt, aber nicht wie bei dem vorbeſprochenen Regulator direkt,

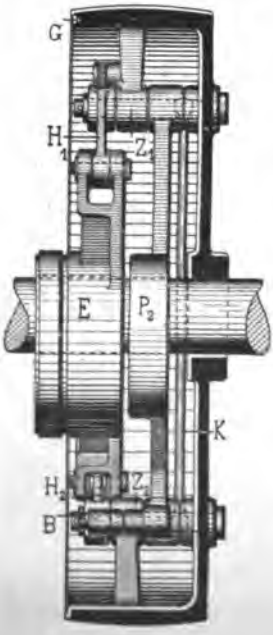


Fig. 72.

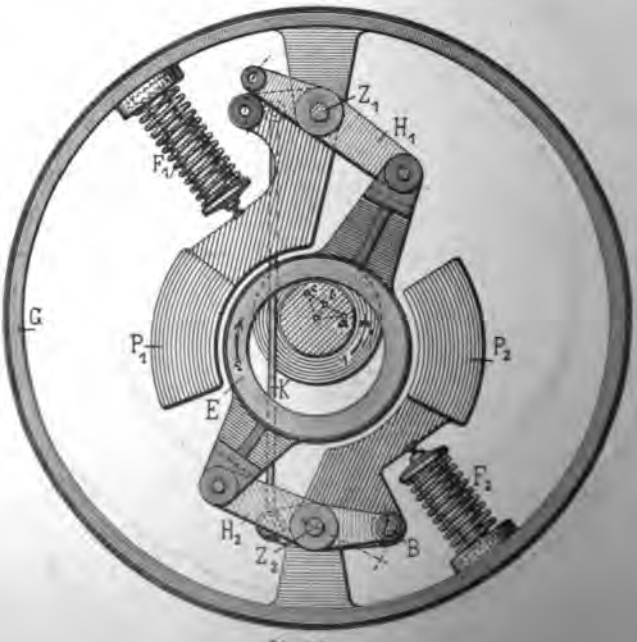


Fig. 73.

sondern an besonderen Ankerhebeln, die mit den Schwunggewichten beliebig gekuppelt werden können.

Das Gehäuse G des Regulators ist auf der Kurbelwelle direkt aufgekeilt oder mit dem Schwungrad verbunden. An zwei Lappen innerhalb des Gehäuses sind die Pendelgewichte P_1 und P_2 auf dem Zapfen Z_1 bezw. Z_2 drehbar aufgehängt. Auf denselben Zapfen sind zweiarmige Ankerhebel H_1 und H_2 drehbar gelagert. Sie tragen an einem ihrer Enden die Excenterscheibe E, die mit ihnen gelenkartig verbunden ist, während die anderen Enden der Anker so eingerichtet sind, daß sie durch einen Gelenkbolzen mit den Pendelgewichten P_1 bezw. P_2 gekuppelt werden können. Durch diese Einrichtung läßt sich eine Umsteuerung des Regulators leicht bewirken, indem jeweilig der eine oder der andere Anker mit den Pendelgewichten gekuppelt wird. Damit trotzdem die Pendelgewichte einen gleichmäßigen Ausschlag machen, sind sie durch eine Zugstange K mit einander verbunden. Die Federn F_1 und F_2 wirken als Druckfedern gegen die Pendelgewichte.

Wird, wie in Fig. 73 dargestellt ist, der Anker H_2 mit dem Pendel P_2 durch den Bolzen B gekuppelt, und es bleibt der Anker H_1 unabhängig von dem Pendel P_1, dann wird die Mitte des Excenters E beim Ausschwingen des Regulators von a nach b verstellt, wobei die Drehrichtung der vom Excenter gesteuerten Maschine durch den Pfeil 1 angedeutet ist. Wird der Bolzen B herausgezogen und das Pendelgewicht P_1 mit dem Ende des Ankerhebels H_1 gekuppelt, dann wird beim Ausschlagen des Regulators der Excenter-Mittelpunkt von c nach b bewegt und dadurch die Drehrichtung der Maschine in dem Sinne des Pfeiles 2 erfolgen. Dieser Regulator wird mit Druckfedern ausgeführt, wenn die Kurbelwelle der Maschine zugleich auch Regulatorachse ist.

Regulator von Westinghouse — Fig. 74 und 75. Der Regulator ist auf der Kurbelwelle befestigt und wirkt durch ein Excenter auf den Schieber direkt ein. Fig. 74 zeigt den Regulator bei normaler Geschwindigkeit. Die Regulatorgewichte sind im Zustande der Ruhe. Fig. 75 stellt den Regulator dar, während seine Gewichte in der äußersten Lage sich befinden.

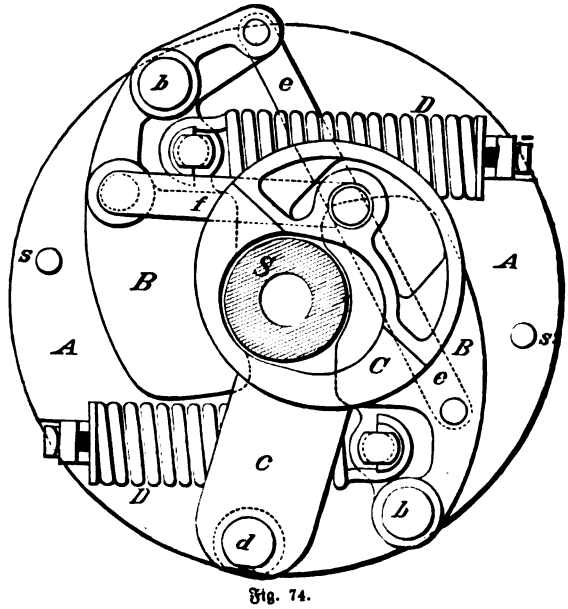


Fig. 74.

In dem Gehäuse A des Regulators ist an dem Zapfen d das Excenter C mittelst des Armes c aufgehängt. Durch den Gelenkarm f ist das Excenter mit einem der beiden Gewichte B gekuppelt. Beide Regulatorgewichte sind auf den Zapfen b drehbar angeordnet und durch die Zugstange e derart mit einander

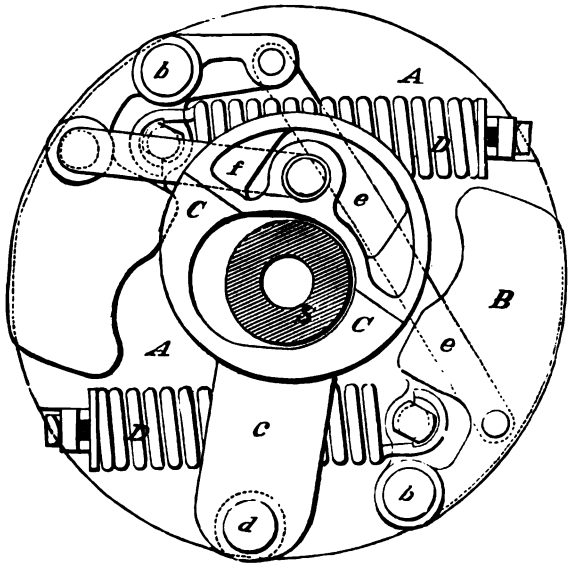


Fig. 75.

verbunden, daß ihre Bewegung von einander abhängig gemacht ist. Die Belastungsfedern D wirken den Regulatorgewichten B entgegen, während der Ausschlag der Letzteren durch die Anschlagstifte s begrenzt ist.

Bei der in Fig. 74 dargestellten Ruhelage der Gewichte B hat das Excenter seine größte Excentrizität*), und es verharrt in dieser Stellung, bis die normale Geschwindigkeit nahezu erreicht ist. Dann aber beginnt die Centrifugalkraft der Gewichte die Federkraft zu überwinden, und die Gewichte bewegen sich nach außen, bis von Neuem ein Zustand des Gleichgewichtes eingetreten ist.

In der Stellung Fig. 75 zeigt das Excenter seine geringste Excentrizität. Die Regulatorgewichte B befinden sich in ihrer äußersten Lage und die Belastungsfedern D in dem Zustande der größten Spannung. Diese Stellung entspricht dem Leerlauf der Maschine.

Construction und Berechnung der Regulatoren.

Von den einzelnen Theilen, aus welchen der Regulator sich zusammensetzt, ist es der Regulatorständer, der durch seine Construction unser Interesse hier noch in Anspruch nimmt. Die übrigen Theile des Regulators zeigen keine besonderen Eigenschaften, welche hier der Besprechung unterzogen zu werden brauchen. Auch der Regulatorständer wird so verschieden ausgeführt, daß nur einige der am meisten angewendeten Arten hier zur Darstellung gebracht werden sollen.

Die Arme des Regulators. Die Arme sind durch die immerwährende Auf- und Niederbewegung des Regulators, sowie durch die Centrifugalkraft desselben und durch die Schwerkraft bald nach der einen, bald nach der anderen Richtung beansprucht. Ihre Beanspruchung kann eine so verschiedene sein, daß sie sich vollständig der Berechnung entzieht. Man findet in der Praxis nach Laskus und Lang**):

---

*) Unter Excentrizität (vom lateinischen ex centro = aus der Mitte) wird verstanden, daß der Drehpunkt außer der Mitte liegt.

**) A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren."

den Durchmesser der runden Arme $= \frac{1}{7}$ des Kugeldurchmessers bei kleinen Schwungkugeln,

„ „ „ „ „ $= \frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{5}$ des Kugeldurchmessers bei großen Schwungkugeln.

Die Spindel des Regulators wird in der Hauptsache auf Drehung beansprucht. Sie wird stärker gemacht, wie die Rechnung dies ergiebt, weil es wünschenswert ist, daß durch eine größere Stärke der Spindel ein ruhiger Gang des Regulators gesichert wird. In der Praxis finden sich nach Laskus und Lang*):

für kleine Maschinen	25—35	mm	Spindelstärke,
„ mittlere „	30—45	„	„
„ große „	45—60	„	„

In der Hauptsache besteht der Regulatorständer aus einem Bock, welcher die Lager für die Regulatorspindel und für die Antriebsvorrichtung derselben trägt. Mit Rücksicht auf die verschiedenen Lagerstellen und auf die Stützpunkte für die Hebel des Stellzeuges, sowie auf die anderweitige Ausrüstung des Regulators stellt man den Regulatorständer als ein Stück aus dem Ganzen her, weil er dann eine gewisse Sicherheit für die Unverrückbarkeit der verschiedenen Lagerstellen bietet.

Soweit es sich um offene Böcke handelt, die für den Regulatorständer benutzt werden, kann von einer Besprechung abgesehen werden, da derartige Lagerböcke sich wenig unterscheiden von denen im I. Theil, Seite 524 besprochenen. Vortheilhafter ist es, dem Regulatorständer eine geschlossene Form zu geben, wie sie sich aus Fig. 76 und 77 in Schnitt und Ansicht ergiebt. Es ist dies ein Regulatorständer zu dem Pröll'schen Regulator des Eisenwerkes Lauchhammer. Der hohle Regulatorständer R bietet der Regulatorspindel A A zwei Stützpunkte S, die möglichst weit von einander entfernt gelegt werden, damit die Spindel gegen seitliche Schwankungen sicher abgestützt ist. Als Lagerbuchsen werden meistens Rothgußbuchsen verwendet, die in das gußeiserne Gehäuse eingesetzt werden. Die obere Lagerbuchse ist mit einem offenen Oelbehälter versehen. Die Regulatorspindel kann sich auf ein Spurlager oder auf ein Halslager stützen.

Ein Kegelräderantrieb K dient gewöhnlich zur Bewegungsübertragung von der Kraftmaschine auf die Regulatorachse. Es muß deshalb auch die Antriebswelle in dem Regulatorständer unverrückbar gelagert sein. Sie ist gewöhnlich in einem rohrförmigen Arme an dem Regulatorständer — entsprechend Fig. 69 — gelagert. Innerhalb dieses Armes sind für die Antriebswelle, welche an einem Ende eine Riemenscheibe, an dem anderen Ende ein Kegelrad aufnimmt, zwei Lagerstellen vorgesehen.

Gewöhnlich ist an dem säulenförmigen Regulatorständer noch ein besonderer Arm M angegossen, an welchem der Stellhebel H gelenkartig aufgehängt ist. Dies ist beispielsweise bei dem Regulatorständer des Porter'schen Regulators Fig. 36 der Fall. Oft wird dieser Arm besonders hergestellt und mittelst einer schellenartigen Verbindung an dem Regulatorständer angebracht, der zu diesem Zwecke an der Befestigungsstelle cylindrisch abgedreht ist. Diese Ausführungsform, welche Fig. 76 und 77 zeigen, gestattet eine nachträgliche Verstellung des Armes gegenüber dem Ständer.

*) A. Laskus und H. Lang: „Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren."

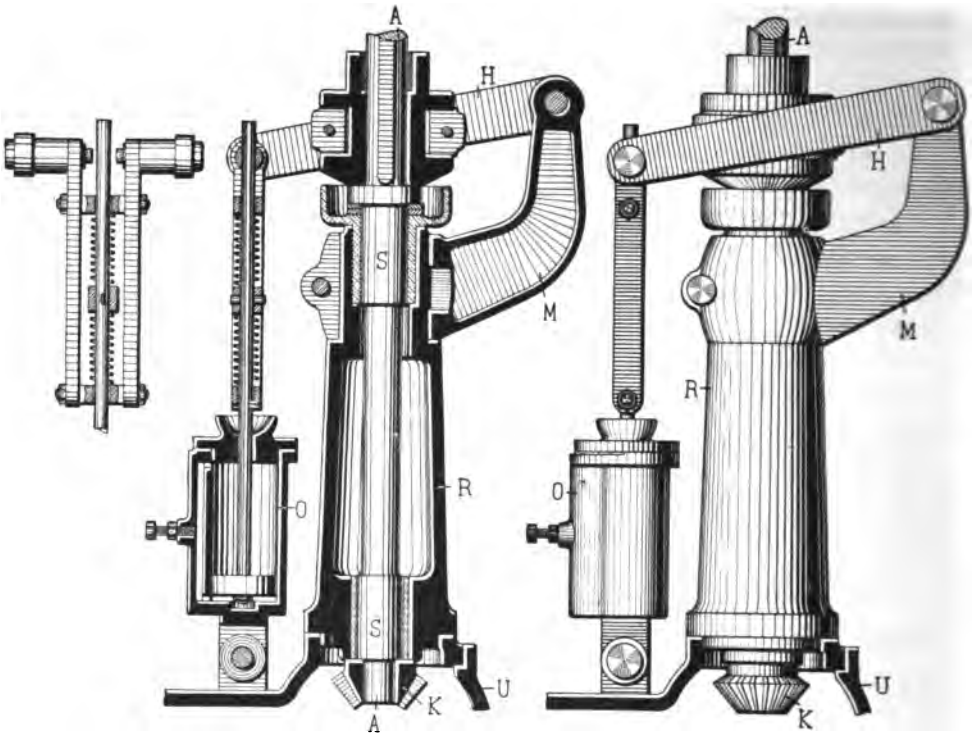


Fig. 76. Fig. 77.

Soll der Regulator eine Oelbremse O erhalten, dann wird an dem Regulatorständer ein Arm vorgesehen, der den Stützpunkt für den Cylinder der Oelbremse bildet. Bei dem Regulator Fig. 36 ist dieser Arm an der Seite des Ständers, bei dem Regulatorständer Fig. 76 und 77 an dem unteren Theile desselben angebracht.

Der Regulatorständer Fig. 36 ist nur in seinem unteren Theile offen, in welchem der Kegelantrieb untergebracht ist. Sonst bildet er einen geschlossenen Säulenständer, der aus einem Stück gegossen ist. Der Regulatorständer Fig. 76 und 77 besteht aus zwei Theilen. Der säulenartige Aufsatz trägt die Regulatorspindel, während der glockenförmige Untersatz, als besonderer Gußkörper hergestellt, mit dem säulenartigen Aufsatze nachträglich fest verbunden wird.

Einen vollständig geschlossenen Regulatorständer zeigt der Regulator Fig. 69 von Zabel & Co. in Quedlinburg. Hier ist der glockenförmig gestaltete Untersatz mit dem Säulenständer aus einem Stücke gegossen. Die Antriebsräder liegen innerhalb der Glocke, und die Antriebswelle ist, wie bei dem Regulatorständer Fig. 36, in einem besonderen Hohlarme gelagert, der an das Glockengehäuse sich anschließt.

Die Federwage, welche dieser Regulator trägt, stützt sich, wie die Oelbremse bei dem vorbesprochenen Regulatorständer, auf einen an die Säule angegossenen Arm.

Der Regulator wird meistens durch Riemen angetrieben und gewöhnlich wird von der Antriebswelle, welche die Antriebsriemenscheibe trägt, die Drehbewegung durch Kegelräder auf die Regulatorachse übertragen. Der Antrieb mittelst Riemen

hat den Vortheil, daß das Geräusch, welches der Zahnradantrieb verursacht, vermieden wird. Dem steht gegenüber, daß beim Reißen des Riemens die Maschine ohne Regulirung ist, und daraus die Gefahr erwächst, daß die Maschine plötzlich durchgeht, d. h. mit außerordentlich großer Geschwindigkeit arbeitet.

Obwohl sich auch die übrigen Theile des Regulators nach den Regeln der Festigkeit berechnen lassen, läßt sich aber nicht im Voraus genau die mittlere Stellung des Regulators, sowie die Unempfindlichkeit und die Ungleichförmigkeit desselben bestimmen. Es ist deshalb bei der Construction des Regulators darauf zu achten, daß er eine nachträgliche Justirung zuläßt.

Justirung des Regulators*). Der Unempfindlichkeitsgrad eines Regulators kann, wie schon gesagt, von vornherein mit Sicherheit nicht bestimmt werden, da er von Widerständen abhängig ist, die vor der Aufstellung des Regulators unbekannt sind. Er wird sich deshalb bei Inbetriebsetzung der Maschine in der Regel als zu groß oder zu klein herausstellen. Er ist nämlich zu groß, wenn die Maschine von ihrer normalen Geschwindigkeit zu sehr abweichen muß, ehe der Regulator in Bewegung kommt. Es ist dies ein Zeichen dafür, daß die Widerstände im Vergleich zu der treibenden Kraft des Regulators zu groß sind, und man müßte, um diese zu ändern, entweder die Widerstände verringern, oder die treibende Kraft vergrößern. Die treibende Kraft des Regulators setzt sich aber zusammen aus den Pendelgewichten und der Hülsenbelastung. Beide müßten gleichzeitig vergrößert werden, wenn die Stellung des Regulators sich nicht ändern soll. In der Regel versucht man daher die Regulirung durch Herabminderung der Widerstände zu bewirken. Aus diesem Grunde wird das Stellzeug zunächst untersucht, ob nicht irgend wo zu große Reibungswiderstände auftreten, ob etwa die Stopfbüchsen und die Gelenke zu fest angezogen sind. Ist dies nicht der Fall und alles zur Beseitigung dieser Widerstände gethan, so muß die Uebersetzung im Stellzeug verringert werden, und zwar so, daß die Regulatorhülse an einem kleinen Hebelarme angreifen kann.

Der Unempfindlichkeitsgrad des Regulators kann aber auch zu klein sein, und zwar ist dies der Fall, wenn er kleiner ist als der Ungleichförmigkeitsgrad des Schwungrades der Maschine. In solchem Falle würde der Regulator, wie schon erwähnt, zuckende Bewegungen machen. Dieser Uebelstand ist zu beseitigen durch eine größere Uebersetzung im Stellzeuge, also dadurch, daß man die Hülse an einem kleinen Hebelarme auf das Stellzeug einwirken läßt.

Es ist sonach notwendig, daß bei jedem Regulator eine Einrichtung getroffen ist, welche auf leichte Weise eine Verstellung des Stellzeuges gestattet.

Im Allgemeinen sind die Kraftschwankungen bei einer größeren Maschinenanlage während des normalen Betriebes gering. Der Regulator braucht also auch nur verhältnißmäßig kleine Ausschlagsänderungen zu zeigen. Den größten Schwankungen im Kraftverbrauche muß aber eine ganz bestimmte Verstellung des Stellzeuges und daher eine ganz bestimmte Bewegung des Regulators entsprechen. Der

*) Diese Ausführungen sind nach dem Vortrag des Herrn Ingenieur Hummel in Zwickau gemacht.

Ungleichförmigkeitsgrad, welcher dieser Ausschlagsbewegung des Regulators entspricht, ist der wirkliche Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators. Er läßt sich nur beim Betriebe erkennen und nicht von vornherein bestimmen. Ueberschreitet er die zulässige Grenze nicht, so ist dies ein Beweis dafür, daß ein Regulator von genügender Energie gewählt wurde. Müßte aber der Regulator, um die normalen Kraftschwankungen auszugleichen, einen zu bedeutenden Ausschlag machen, dann wäre dies ein Zeichen dafür, daß der Regulator zu klein gewählt ist. Es hängt somit die erforderliche Größe des Regulators garnicht ausschließlich von der Kraft der Maschine ab, sondern eigentlich vielmehr noch von den Betriebsschwankungen.

Mit einer Justirung des Regulators will man hauptsächlich darauf einwirken, daß bei einer bestimmten Umdrehungszahl eine mittlere Stellung beibehalten und ein gewisser Unempfindlichkeitsgrad nicht überschritten wird. Zeigt sich bei einer Maschine, daß der Regulator bei normalem Gange seine mittlere Stellung nicht einnimmt, sondern beispielsweise zu hoch steht, so ist dies ein Zeichen dafür, daß die Centrifugalkraft, im Verhältniß zu der Hülsenbelastung, zu groß ist. Um den Regulator in seine richtige Stellung zu bringen, müßte man daher entweder die Pendelgewichte verkleinern oder die Hülsenbelastung vergrößern. Im ersteren Falle würde der Regulator unempfindlicher, im letzteren aber empfindlicher werden. Soll daher die Empfindlichkeit eines Regulators unverändert bleiben, so müßten sowohl die Pendelgewichte schwerer und die Hülsenbelastung leichter gemacht werden.

Die Veränderung der Pendelgewichte oder der Hülsenbelastung ist auch das einzige Mittel, den Regulator für eine andere Umdrehungszahl einzustellen. Dies ist nicht für alle Maschinen von Wichtigkeit, sondern nur für solche, welche eine sehr verschieden große Arbeit zu verrichten haben. In diesem Falle baut man den Regulator so, daß die Pendelkugeln leicht ausgewechselt werden können und die Hülsenbelastung durch Auflegen von Belastungsgewichten abzuändern ist. Um Aenderungen des Gewichtsverhältnisses vornehmen zu können, pflegt man auch auf einen Hebel des Stellzeuges, und zwar möglichst auf den, der direkt an der Regulatorhülse angreift, ein Laufgewicht anzubringen.

Einfluß der Abschlußorgane. Der Regulator wirkt durch Veränderung der Stellung seiner Pendelarme auf die Abschlußorgane ein, welche das treibende Mittel, wie Dampf u. s. w., der Kraftmaschine zuführen. Es ist nicht gleichgültig, welcher Art das Abschlußorgan ist. Es kann eine Drosselklappe, ein Ventil und endlich ein Schieber sein. Die Verstellung einer Drosselklappe oder eines Ventiles ist leichter auszuführen, als die eines Schiebers, der mit der Excenterstange gewöhnlich fest verbunden ist. In den meisten Fällen werden deshalb die beiden ersten Abschlußorgane gewählt, um auf sie den Regulator einwirken zu lassen.

Wir haben in einem früheren Abschnitt über die Achsen-Regulatoren erfahren, daß sie auf die Schiebersteuerung direkt dadurch einwirken, daß sie das Excenter des Schiebers verstellen.

Ueber die Anwendung einer Drosselklappe oder eines Ventiles äußert sich Laskus und Lang: Bei Neuanlagen solle man von den althergebrachten und meist falsch construirten Drosselklappen absehen. Als Ventil kommen das **Glockenventil**

und der sogenannte Cylinderschieber in Betracht. Das Doppelsitzventil ist nur dann dem Cylinderschieber vorzuziehen, wenn es zugleich als Dampfabsperrventil zu dienen hat. Dort, wo der Regulator nur auf das Regulirventil einzuwirken hat, muß dem Cylinderschieber der Vorzug gegeben werden. Das Regulirventil braucht übrigens durchaus nicht dampfdicht zu sein, es muß nur soweit abschließen, daß zugleich mit der größten zulässigen Umdrehungszahl der Maschine eine Verzögerung der Geschwindigkeit sicher eintreten muß. Aus diesem Grunde ist der Cylinderschieber, wenn er ohne Reibung am Umfang arbeitet, besonders empfehlenswerth.

Der Cylinderschieber in Verbindung mit dem Regulator hat eine besondere Anwendung gefunden, bei dem:

Expansionsregulir-Apparat. Derselbe stellt einen Regulator dar, der auf das Abschlußventil direkt steuernd einwirkt und dieses schneller oder langsamer schließt, je nachdem der Regulator von seiner normalen Geschwindigkeit abweicht. Der Apparat hat den Zweck, Dampfmaschinen, welche mit einer besonderen Expansions-Steuerung*) (vom lateinischen expansio = Ausdehnung) nicht versehen sind, diese nachträglich an der Maschine zu ersetzen. Man nutzt nämlich bei einer Dampfmaschine nicht nur den Druck, auch die Expansionskraft, d. h. die Ausdehnungskraft des Dampfes aus. Je mehr Dampf man einläßt, desto weniger kann der Dampf sich ausdehnen. Umgekehrt wird sich der Dampf um so mehr ausdehnen müssen, je weniger in den Cylinder eingelassen wird. Niemals läßt man den ganzen Cylinder mit Dampf vollströmen. Man giebt also dem Dampfcylinder niemals ganze Füllung, wie es genannt wird, sondern nur eine Theilfüllung. Um dies zu erreichen, wird das Absperrorgan geschlossen, bevor der Kolben seine Endstellung erreicht hat, und je nachdem dies auf den halben Kolbenweg oder auf den vierten Theil desselben u. s. w. geschieht, spricht man von halber Füllung, Viertelfüllung u. s. f.

Wenn nun der Regulator so einwirkt, daß er das Abschlußorgan bei jeder Kolbenbewegung früher oder später schließt, je nachdem er zu schnell oder zu langsam läuft, dann wirkt er auf den Füllungsgrad der Maschine und dadurch auf die Expansionswirkung des Dampfes ein.

Der Expansionsregulir-Apparat, der in Fig. 78 und 79 nach Ausführungen der Maschinenfabrik von Fritz Voß in Ehrenfeld-Köln dargestellt ist, besteht aus einem Regulator, der auf ein Steuerventil, welches bei jedem Kolbenhub von der Maschine geöffnet und geschlossen wird, in der oben beschriebenen Weise einwirkt.

Der Regulator ist über dem Ventilgehäuse G, in welchem das Steuerventil V eingebaut ist, in der Weise angebracht, daß der Regulatorständer S mit dem Deckel D

---

*) Diese Steuerungen werden wir genauer bei den Dampfmaschinen kennen lernen.

des Ventilgehäuses einen Gußkörper bildet. Der Steuermechanismus ist innerhalb des Regulatorständers untergebracht. Die Ventilspindel A führt sich in einer Buchse B, welche als „Amboß“ bezeichnet wird. Oberhalb derselben ist an der Ventilspindel der sogenannte Hammer H befestigt. Dieser Hammer wird durch ein paar abwechselnd auf- und niedergehende Klinken K_1 und K_2 in der Weise gehoben, daß bald die eine, bald die andere unter eine Kante des Hammers greift, während dem Hebelarm C, an welchem die Klinken sitzen, eine schwingende Bewegung ertheilt wird. Mit dem Hammer H wird zugleich auch das Ventil V gehoben oder gesenkt werden müssen, da der Hammer an der Ventilspindel fest angebracht ist.

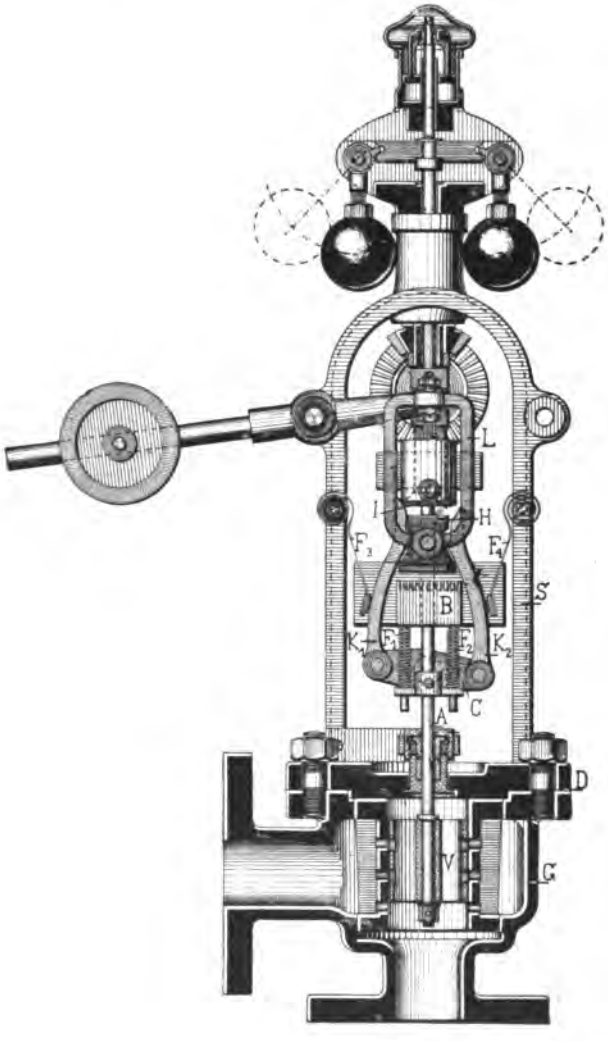


Fig. 78.

Setzt sich, wie in Fig. 78 dargestellt ist, bei der schwingenden Bewegung des zweiarmigen Hebels C, die Klinke K_1, welche unter Wirkung der Feder F_3 steht, unter die Nase des Hammers H und hebt diesen an, so wird das Ventil solange geöffnet, bis das keilförmige Ende der Klinke K_1 gegen den Anschlag J, der an dem Ende der Regulatorspindel angebracht ist, trifft. Dieser drückt, während er auf der keilförmigen Fläche der Klinke K_1 gleitet, die Klinke soweit zurück, daß sie den Hammer H los läßt. Es wird alsdann das Ventil V unter Wirkung der beiden Federn F_1 und F_2 geschlossen, indem es soweit niedergedrückt wird, bis der Hammer H auf den Amboß B auftrifft. Um den Stoß zwischen Hammer

und Amboß zu verringern, werden bei P elaſtiſche Zwiſchenlagen eingelegt. Auch die Oelbremſe O, welche mittelſt des Bügels L mit dem Hammer in Verbindung geſetzt iſt, dient dazu, den Stoß aufzufangen.

Da die Klinken durch einen Anſchlag J, der auf der Regulatorſpindel angebracht iſt, ausgerückt werden, ſo muß die Ausrückung der Klinken und dadurch der Abſchluß des Ventiles V früher oder ſpäter erfolgen, je nachdem die Regulatorſpindel und mit ihr auch der Anſchlag J tiefer oder höher ſteht. Es wird ſonach die Stellung der Regulatorarme direkt auf den Abſchluß des Ventiles und auf den Füllungsgrad des Cylinders einwirken. Die Schlußſtellung des Ventiles bei ausgelöſten Klinken K_1 und K_2 iſt in Fig. 80 zur Darſtellung gebracht.

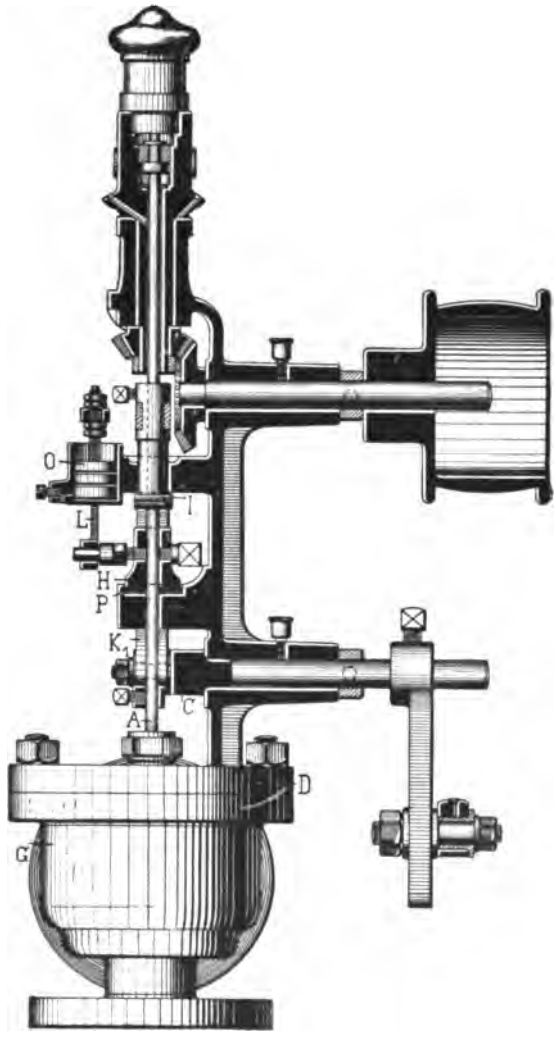


Fig. 79.

Dieſe Apparate ſind für Dampfmaſchinen anwendbar, welche bis 160 Umdrehungen in der Minute machen. Sie geſtatten jede beliebige Cylinderfüllung und werden für Ventile von 30 — 350 mm lichter Oeffnung von der Fabrik gebaut.

Die Apparate müſſen mit beſonderen Antriebsvorrichtungen verſehen werden, welche dem doppelarmigen Hebel C die erforderliche ſchwingende Bewegung ertheilen. Die Anordnung iſt aus Fig. 79 erſichtlich. Der Apparat wird auf den Schieberkaſten des Dampfcylinders direkt aufgeſchraubt. Auf der Achſe des Schwinghebels C iſt ein Schlitzhebel angebracht. An dieſen greift ein doppelarmiger Hebel an, deſſen längerer Arm durch eine Zugſtange mit dem

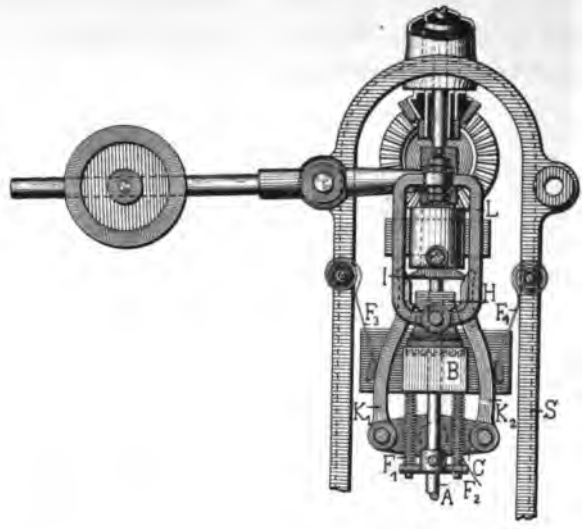


Fig. 80.

Kreuzkopf der Maschine verbunden ist, während der kürzere Arm durch eine Zugstange mit einem Arm verbunden ist, der an der Schieberstange befestigt wird. Die beiden Zugstangen sind mit Rechts- und Linksgewinde versehen, sodaß sie nachgestellt werden können. Es kann auf diese Weise der Expansionsregulir-Apparat auch an jeder Dampfmaschine mit einfacher Schiebersteuerung angebracht werden.

Der vorstehend beschriebene Expansionsregulir-Apparat gestattet dem Regulator — nach den Angaben der Hersteller — bei Dampfmaschinen, welche wenig belastet sind, die Cylinderfüllungen zwischen 0 und 0,4 selbstthätig einzustellen und auch vollen Dampf zu geben. Für Dampfmaschinen, welche zeitweise oder dauernd voll ausgenutzt werden, soll jede beliebige Cylinderfüllung mit Hilfe des Apparates möglich sein.

III. Abschnitt.

Kraftmaschinen oder Motoren.

Wir haben bereits in der Einleitung zu diesem Werke erfahren, daß wir auf der Erde alle Bewegung und jede Art von Kraftäußerung dem Einfluß der Sonne zu verdanken haben. Die Sonne ist unausgesetzt thätig, Bewegung, d. h. Leben, hervorzurufen, während die Erdkraft Alles an sich zu ziehen und die Bewegung zur Ruhe zu bringen bestrebt ist. Die fortwährenden Wandlungen in der Natur, welche durch den Einfluß von Sonne und Erde hervorgerufen werden, macht sich der Mensch zu Nutzen, indem er das Arbeitsvermögen der Natur zu technischen Zwecken zu verwerthen bemüht ist. Die Maschinen, welche diesem Zwecke zu dienen haben, werden als Kraftmaschinen bezeichnet.

Wenn wir uns näher mit dem Arbeitsvermögen beschäftigen, welches durch die Kraft der Sonne ausgeübt wird, so werden wir finden, daß es sich einmal um ein Arbeitsvermögen handelt, welches in der Gegenwart beständig wirksam ist, und um ein Arbeitsvermögen, welches aus früheren Jahrtausenden herstammt, in der Erde aufgespeichert ruht, und welches der Mensch erst heute sich dienstbar macht.

So werden durch den gegenwärtig wirkenden Einfluß der Sonne die Nahrungsmittel erzeugt, welche allen Lebewesen zur Erhaltung des Lebens dienen. Durch die Nahrungsmittel erlangen die Lebewesen Kräfte, die sie technisch verwerthen können, indem sie ihre Muskeln bethätigen. Haben diese Kräfte der Menschen und Thiere früher eine sehr hervorragende Rolle gespielt, so kommen sie heute nicht mehr oder in verhältnißmäßig geringem Grade in Frage. Durch das beständig wirkende Arbeitsvermögen der Sonne wird aber auch das Wasser an der Oberfläche der Erde verdunstet, über dieselbe emporgehoben und fortgeführt, bis durch den Einfluß niedrigerer Lufttemperaturen das Wasser zur Verdichtung kommt und aus der Luft als Regen, Schnee u. s. w. auf die Erde niederfällt. Soweit nun dieses Wasser auf höher gelegene Punkte des Festlandes niederfällt, bietet es dem Menschen durch seine Bewegung auf der Erde, während es allmählich dem Meere zufließt, ein Arbeitsvermögen zur Ausnutzung dar.

Durch den Einfluß der Sonnenkraft wird ferner auch die Luft unserer Atmosphäre erwärmt und steigt an den wärmeren Stellen der Erde auf, während sie an

den kälteren Theilen der Erde wieder herniederströmt. Durch diese immerwährend erzeugte Luftbewegung entstehen die Winde, welche der Mensch zum Betrieb seiner Kraftmaschinen ausnutzt.

Zeigen sich die Kräfte der Sonne bei Erzeugung der Muskelkraft der Lebewesen, bei der Verdunstung des Wassers und bei der Bewegung der Luft in einer stetigen Wandlung, so sehen wir anderseits auch, wie sich die Kräfte der Sonne an der Erdoberfläche aufspeichern, indem beispielsweise die Sonnenwärme im Holz einen Brennstoff erzeugt, durch dessen Verbrennung wieder von Neuem Wärme und dadurch ein Arbeitsvermögen entwickelt werden kann. Es ist indessen durch die fortschreitende Entwickelung der Technik gerade der Verbrauch an Holz für die verschiedensten Zwecke ein so bedeutender geworden und der Anbau von Waldungen hat in den Kulturstaaten so wesentlich abgenommen, daß die Verwendung des Holzes als Brennmaterial immer mehr eingeschränkt werden mußte. Schon heute kommt deshalb dieser Brennstoff, im Vergleich zu anderen Brennstoffen, fast nicht mehr in Betracht. Dagegen machen wir in der Technik den weitesten Gebrauch von Brennstoffen, die von einem seit Jahrtausenden aufgespeicherten Arbeitsvermögen der Sonne herstammen. Wir meinen die fossilen (vom lateinischen fossilis = das, was man gräbt) Brennstoffe, wie die Braunkohle und die Steinkohle. Besonders in den Letzteren ist aus einer Zeit der Erdgeschichte, in welcher noch die Erde durch die größere Eigenwärme, welche sie besaß, eine wesentlich üppigere Entwickelung der Pflanzen zeigte, ein großer Vorrath von Sonnenkraft angehäuft. Es ist aber gerade deswegen auch der steigende Verbrauch an Steinkohle ein unersetzlicher Verlust an diesem kostbaren Vorrath von Sonnenkraft aus früheren Zeiten.

Prof. Grashof sagt darüber*):

„Wenn die Menschen sich als eine Interessengemeinschaft von unbegrenzter Dauer betrachteten, oder wenn auch nur die einzelnen Völker durch das Interesse der späten Nachkommen sich wesentlich bestimmen ließen, so müßte es natürlich als wirthschaftliches Gesetz gelten, jenes in den Kohlenflötzen der Erde aufgespeicherte Arbeitsvermögen als einen unverzinslichen Schatz nur im Nothfalle . . . . . anzugreifen, dafür aber das vor unseren Augen in beständigem Wechsel begriffene natürliche Arbeitsvermögen. Von dem Letzteren verbrauchen wir gewissermaßen nur die Zinsen, und wir könnten das Erträgniß dieser Zinsen durch eine hohe Entwickelung der Technik bis zu einem Grade steigern, daß die menschlichen Bedürfnisse in der Hauptsache durch dieses in ständigem Wechsel begriffene Arbeitsvermögen der Sonne gedeckt werden. Von dem Ersteren, dem aus früheren Jahrtausenden aufgespeicherten Arbeitsvermögen der Sonne, verbrauchen wir dagegen das Capital selbst, wenn wir die Kohlen verbrennen."

„In der That aber haben sich die technisch-wirthschaftlichen Zustände der Völker in gerade umgekehrtem Sinne entwickelt, seit die Dampfmaschine sich mehr und mehr die erste Stelle als industrieller Motor errungen hat. . . . ." Wenn im Hinblick auf die riesige Gesammtstärke der auf der Erde im Betrieb befindlichen

*) Prof. Grashof: „Theoretische Maschinenlehre."

In den folgenden Betrachtungen sind es namentlich die Gesichtspunkte, die Prof. Grashof in der Einleitung zu seiner „Theorie der Kraftmaschinen" giebt, welchen wir hier folgen.

Dampfmaschinen mit Stolz darauf hingewiesen wird, „wie die Menschen gegenwärtig es verstehen, die Natur zu bemeistern und sie zu zwingen, ihre Gaben immer reichlicher zu spenden", so ist dieses Urtheil von einem weiteren Gesichtspunkte aus erheblich einzuschränken. „Denn in höherem Grade würden wir berechtigt sein, der Bemeisterung der Natur uns zu rühmen, wenn wir sie zwängen, vorwiegend nicht sowohl ihre unersetzlich vergänglichen, als vielmehr ihre stets sich erneuernden Gaben in den unseren Zwecken entsprechenden Formen immer reichlicher uns zugänglich zu machen."

Je nachdem wir nun die Muskelkraft der Lebewesen oder die Kraft des dem Meer zufließenden Wassers oder die Gewalt der Luftströmungen oder endlich die in den fossilen Brennstoffen aufgespeicherte Kraft verwerthen, wollen wir hier die folgenden Abschnitte unterscheiden:

Belebte Motoren,
Wasser-Motoren,
Wind-Motoren,
Wärme-Motoren.

Arbeitsvermögen oder Energie. Wir haben bei der Sonnenkraft darnach unterschieden, ob es sich um ein Arbeitsvermögen handelt, welches stets sich erneuert, oder um ein Arbeitsvermögen, welches aus früheren Zeiten aufgespeichert ist. Wir unterscheiden für die Technik ein freies und ein gebundenes Arbeitsvermögen. Unter einem freien Arbeitsvermögen, auch kinetische Energie (vom griechischen kinesis = Bewegung als Thätigkeit) genannt, verstehen wir ein solches, wie es eine bewegte Masse in Folge ihrer Bewegung besitzt und das sie durch ihre Bewegung auf einen anderen Körper ausüben kann. Ein gebundenes Arbeitsvermögen, auch als potentielle Energie (vom lateinischen potentia = Macht, Vermögen) bezeichnet, ist dagegen ein solches, das einem Körper in Folge seiner Lage einem anderen Körper gegenüber zukommt. So ist beispielsweise in einem Gewicht ein gebundenes Arbeitsvermögen aufgehäuft, wenn es über der Erdoberfläche aufgehängt ist, und dieses gebundene Arbeitsvermögen wird ein freies von dem Augenblick an, wo wir das Gewicht zur Erde niederfallen lassen. Es beruht also das gebundene Arbeitsvermögen im vorliegenden Beispiel in der Lage des Gewichtes gegenüber dem Erdkörper, und wir vergrößern es, wenn wir das Gewicht von der Erde weiter entfernen, wir verkleinern es, wenn wir das Gewicht der Erde näher bringen.

Ein anderes Beispiel für gebundenes Arbeitsvermögen giebt eine gespannte Feder.*) Das freie sowohl, wie das gebundene Arbeitsvermögen kann aber noch weiter unterschieden werden, und zwar darnach, ob das Arbeitsvermögen ein äußeres oder ein inneres ist. Wir bezeichnen dabei als äußeres Arbeitsvermögen das von uns unmittelbar wahrnehmbare, während wir als inneres Arbeitsvermögen ein solches bezeichnen, welches nur in unserer Vorstellung vorhanden ist, sich also unserer direkten Wahrnehmung entzieht. Es muß also bei dem äußeren freien Arbeitsvermögen eine Bewegung erfolgen, bei welcher ein Körper einen Weg von einer wahrnehmbaren und meßbaren Länge zurücklegt. In der Technik pflegen wir

*) Prof. Helmholtz bezeichnet die potentielle Energie als Spannkraft.

dieſes Arbeitsvermögen auch lebendige Kraft zu nennen. Bei dem innere freien Arbeitsvermögen nehmen wir Bewegungen der kleinſten Theile eine Körpers an, obgleich wir dieſe Bewegungen nicht wahrnehmen und nicht meſſe können. So ſprechen wir z. B. von einem inneren freien Arbeitsvermögen, wen einem Körper Wärme zugeführt oder entzogen wird.

Ein äußeres gebundenes Arbeitsvermögen kommt einem ſichtbare Körper zu, und zwar vermöge ſeiner Lage gegenüber der eines anderen ſichtbare Körpers. Dieſes Arbeitsvermögen beruht auf den Kräften, welche zwiſchen beide Körpern wirkſam ſind. Dementſprechend ſtellen wir uns ein inneres gebundene Arbeitsvermögen vor, indem wir annehmen, daß auch die Elemente, aus denen wi uns alle, auch die kleinſten Körpertheilchen zuſammengeſetzt denken, durch ihre Lag zu einander eine gegenſeitige Kraftwirkung ausüben. Die Kräfte, welche dabei vo Einfluß ſind, können chemiſcher ſowohl, wie phyſikaliſcher Natur ſein.

Bei den belebten Motoren wird es ſich im Allgemeinen um ein inneres gebun denes Arbeitsvermögen handeln, welches ſich durch die Muskelkraft umſetzt. Je nac der Menge der Nahrungsſtoffe, welche das Lebeweſen aufzunehmen und zu ver arbeiten im Stande iſt, wird die Muskelkraft desſelben eine größere oder kleinere ſei Immerhin können dieſe Kräfte nicht in dem Maaße ausgenutzt werden, wie di Kräfte von Maſchinen, und es kommen deshalb die belebten Motoren für die Techni wie ſchon erwähnt, immer weniger in Betracht.

Das äußere Arbeitsvermögen des Waſſers, welches in den Flußbetten von de Bergen zu dem Meere abfließt, wird ſeiner Maſſe, wie ſeiner Geſchwindigkeit nac für die Technik nutzbar gemacht. Während es in den Flußbetten als freies Arbeit vermögen zur Verfügung ſteht, pflegt man es häufig in der Technik hauptſächli als gebundenes äußeres Arbeitsvermögen zu verwerthen. Man zweigt nämlich da Waſſer, um ſein Gefälle auszunutzen, durch Kanäle ab und ſammelt es dur Stau-Einrichtungen an, bevor man es den Kraftmaſchinen zuführt. Man ſet alſo dabei das vorhandene äußere freie Arbeitsvermögen in äußeres gebunden Arbeitsvermögen um.

Mit Umſetzung der einen Art des Arbeitsvorganges in eine andere Art ſin wie ſtets bei derartigen Umſetzungen, Arbeitsverluſte nicht zu umgehen. Wir ſin indeſſen gar nicht in der Lage, anders als auf Koſten ſolcher Verluſte ein natü liches Arbeitsvermögen techniſch zu verwerthen. Noch erheblichere Verluſte an Waſſ und dadurch an Arbeitsvermögen werden beſonders verurſacht durch das Anſchwelle der natürlichen Waſſerläufe, wobei große Waſſermaſſen unbenutzt und oft verheeren thalabwärts ſtrömen. Um den ungleichförmigen Zugang und Verbrauch des Waſſe zu regeln, iſt man deshalb bemüht, durch Anlegen von Sammelteichen und dur Herſtellung von ſogenannten „Thalſperren“ das Waſſer der Gebirgsbäche in größere Mengen anzuſammeln.

Ein bisher kaum benutztes, ſehr bedeutendes Arbeitsvermögen ſteht uns an de Meeresküſten zur Verfügung, hervorgerufen durch die Ebbe- und Fluthbewegun des Meeres. Es ſteht zu erwarten, daß dieſe faſt noch unbenutzte Quelle vo Arbeitsvermögen in Zukunft von der Technik erfolgreicher ausgebeutet wir als heute.

Ein sehr großes freies Arbeitsvermögen besitzt auch der Wind. Indessen kann nur ein verhältnißmäßig sehr kleiner Theil desselben von uns verwerthet werden, weil der Wind sich auf einen noch größeren Raum vertheilt, als das in den Flußbetten abströmende Wasser, und man ihn nicht einmal, wie dieses, anzusammeln in der Lage ist. Es kommt hinzu, daß durch die große Veränderlichkeit der Windstärke und Windrichtung die technische Ausnutzung seines Arbeitsvermögens noch mehr beschränkt werden muß.

Das innere gebundene Arbeitsvermögen, welches in den fossilen Brennstoffen aufgespeichert ist, wird durch Verbrennung der Brennstoffe unter Benutzung der Wärmemotoren umgesetzt. Aber bei dieser Umsetzung geht der größte Theil des aufgespeicherten Arbeitsvermögens verloren. Ein Theil des inneren Arbeitsvermögens wird zur Vergasung des ursprünglichen festen Brennmateriales verbraucht, ein anderer Theil zur Verdampfung von Wasser, ein anderer Theil geht als Wärme durch Ausstrahlung direkt verloren oder zieht mit den Gasen durch den Schornstein ab.

Im Allgemeinen werden von den Wärme-Motoren nur 5—10 % des in der Kohle aufgespeicherten Arbeitsvermögens in wirklich technische nutzbare Arbeit umgesetzt, und erst in letzter Zeit ist man dahin gelangt, mehr wie 10% dieses Arbeitsvermögens und zwar etwa 14% desselben mit den besten Motoren auszunutzen. Obwohl nun auch das Arbeitsvermögen eines ganzen Flusses zu einem noch viel kleineren Theil als bei der Kohle und das der bewegten Luft zu einem verschwindend kleinen Theil technisch verwerthet werden kann, so ist es aber in beständiger Erneuerung begriffen. Dagegen ist die Kohle ein unersetzlicher Verlust, weil sie aus früheren Entwickelungsperioden der Erde stammt und nicht ersetzt werden kann.

„Wenn auch nicht daran zu zweifeln ist", sagt Prof. Grashof*), „daß die Steinkohle als vorwiegend ausgebeuteter Schatz von Arbeitsvermögen nicht eher ihre Herrschaft verlieren werde, bevor nicht die Noth dazu zwingen oder die Rücksicht auf den augenblicklichen, wenigstens für nahe Zeit übersehbaren Vortheil dazu veranlassen wird, so ist jenen Erwägungen doch immerhin neben gesteigerter Mahnung zu möglichst ökonomischem Kohlenverbrauch die Aufforderung zu entnehmen, die Benutzung der fortdauernd fließenden anderen Quellen von Arbeitsvermögen bei Zeiten thunlichst zu steigern und zu vervollkommnen der Art, daß sie einst zu vorwiegender Befriedigung des stetig wachsenden Arbeitsbedürfnisses ausreichend werden."

*) Prof. Grashof: „Theoretische Maschinenlehre."

Belebte Motoren.

Wenn wir das Arbeitsvermögen eines Lebewesens beurtheilen wollen, also seine Kraft, welche es auszuüben im Stande ist, so müssen wir bedenken, daß diese von sehr verschiedenen Umständen abhängt. So hängt sie ab von dem Alter, dem Gesundheitszustande des Lebewesens, von seiner Nahrung, von seiner Lust zur Arbeit, der Gewöhnung an eine bestimmte Arbeit und dergleichen mehr. Wollen wir das Arbeitsvermögen des Menschen oder des Thieres ganz allgemein in Rechnung setzen, so müssen wir natürlich alle diese Umstände, welche auf die Verschiedenheit des Arbeitsvermögens einwirken, zunächst unberücksichtigt lassen und ein mittleres Arbeitsvermögen des Menschen oder des Thieres annehmen.

Thun wir dies, dann wird das Arbeitsvermögen des Menschen oder des Thieres unter Berücksichtigung seiner mittleren Kraft abhängen von der Geschwindigkeit, mit welcher die Arbeit verrichtet wird, und der Arbeitszeit, welche der Mensch oder das Thier arbeitet. Es kommt nun darauf an, jeden dieser drei Faktoren so zu wählen, daß das Resultat ein möglichst vortheilhaftes ist. Dabei haben wir zu berücksichtigen, daß, je größer die Kraft ist, welche ein Lebewesen ausübt, desto kleiner muß die Geschwindigkeit sein, mit der es die Arbeit verrichten wird, und umgekehrt, je schneller gearbeitet wird, eine desto kleinere Kraft kann in jedem Augenblicke ausgeübt werden. Es wird offenbar die Arbeitsleistung eines jeden Lebewesens bei einer gewissen Größe der Kraft und bei einer gewissen Größe der Geschwindigkeit zur Verrichtung einer Arbeit am vortheilhaftesten sein. Noch selbstverständlicher ist es, daß die Arbeitszeit eines Lebewesens über eine gewisse Grenze seiner Ermüdung nicht hinausgehen darf.

Prof. Rühlmann*) sagt:

„Verlangt man, daß der Mensch beim Arbeiten einen verhältnißmäßig großen Druck ausübt, so hat man die Geschwindigkeit, womit die Arbeit erfolgt, in gehörigem Maaße geringer zu nehmen. Soll die Arbeit mit großer Geschwindigkeit ausgeführt werden, so erfordert dies eine entsprechende Verminderung des zu bewältigenden Widerstandes. In beiden Fällen aber muß man passende Arbeitspausen eintreten lassen und überhaupt die Gesammtzeit der Arbeit so beschränken, daß nur derjenige Grad von Ermüdung eintritt, welcher in der Ruhezeit wieder ersetzt werden kann,

*) Prof. Rühlmann: „Allgemeine Maschinenlehre I."

und womit zugleich ein Bewahren der Arbeitsfähigkeit, der Gesundheit und Lebensdauer innig verknüpft ist."

Es sind aber nicht allein die drei Faktoren der Kraft, der Geschwindigkeit und der Zeit, welche in einem richtigen Verhältniß zu einander stehen müssen, wenn man einen möglichst großen Nutzen von dem Arbeitsvermögen erzielen will, es sind auch die Leistungen der Lebewesen an den Maschinen sehr verschieden, je nachdem sie mit dem Körpergewicht oder mit der Muskelkraft arbeiten und je nachdem beim Arbeiten ihre Stellung an den Maschinen ist. Bei dem Menschen kommt es im Besonderen darauf an, ob er mit den Armen oder mit den Füßen arbeiten muß. Je nachdem das eine oder das andere der Fall ist, wird auch die Ermüdung schneller oder langsamer eintreten. Es werden eben einige Arbeiten eine längere Zeit ununterbrochen ausgeübt werden können, andere nicht.

Wird nun die Arbeit durch längere Zeiträume, welche durch eine mäßige Zahl von Ruhepausen unterbrochen sind, verrichtet, so ist nach Prof. Grashof*) die tägliche Gesammtdauer der Arbeitsleistung für Menschen und Thiere im Allgemeinen am vortheilhaftesten mit 8 Stunden anzunehmen. Die nachstehende Tabelle von Gerstner giebt einen Anhalt über die tägliche Arbeitsleistung, welche dem Menschen und Thier bei einer mittleren Geschwindigkeit, mit welcher die Arbeit verrichtet wird, zugemuthet werden kann unter der Voraussetzung, daß die tägliche Arbeitszeit 8 Stunden beträgt:

	Gewicht kg	Mittlere Kraft kg	Mittlere Geschwindigkeit m	Leistung in der Sekunde mkg	Tägliche Arbeit mkg
Mensch	70	14	0,785	11	316 800
Pferd	375	56	1,25	70	2 016 000
Ochs	300	56	0,785	44	1 267 200
Esel	180	35	0,785	27,5	792 000
Maulesel	250	47	1,1	52	1 497 600

Der Mensch als Motor.

Insoweit der Mensch heute als Motor noch in Frage kommt, werden vorzugsweise seine Muskelkräfte in Anspruch genommen. Es kann dies der Fall sein, wenn der Mensch zum Tragen von Lasten auf geradem oder auf ansteigendem Wege benutzt wird. Es kann aber auch die Muskelkraft des Menschen zum Ziehen eines Seiles mit den Händen beansprucht werden oder zur Handhabung eines Hebels oder

*) Prof. Grashof: „Theoretische Maschinenlehre." Wenn
K = mittlere Kraft in Kilogramm,
c = „ Geschwindigkeit in Metern für jede Sekunde,
t = Arbeitszeit in Stunden
bezeichnet, so ist die größtmöglichste tägliche Arbeit:

$$A_0 = 3600\ K\ c\ t$$ in Meterkilogramm,

und es ist die Leistung in jeder Sekunde:

$$E_0 = K\ c$$ in Meterkilogramm.

Belebte Motoren.

Wenn wir das Arbeitsvermögen eines Lebewesens beurtheilen wollen, also sein Kraft, welche es auszuüben im Stande ist, so müssen wir bedenken, daß diese von sehr verschiedenen Umständen abhängt. So hängt sie ab von dem Alter, dem Ge sundheitszustande des Lebewesens, von seiner Nahrung, von seiner Lust zur Arbeit der Gewöhnung an eine bestimmte Arbeit und dergleichen mehr. Wollen wir das Arbeitsvermögen des Menschen oder des Thieres ganz allgemein in Rechnung setzen so müssen wir natürlich alle diese Umstände, welche auf die Verschiedenheit des Arbeitsvermögens einwirken, zunächst unberücksichtigt lassen und ein mittleres Arbeitsvermögen des Menschen oder des Thieres annehmen.

Thun wir dies, dann wird das Arbeitsvermögen des Menschen oder des Thieres unter Berücksichtigung seiner mittleren Kraft abhängen von der Geschwindigkeit, mit welcher die Arbeit verrichtet wird, und der Arbeitszeit, welche der Mensch oder das Thier arbeitet. Es kommt nun darauf an, jeden dieser drei Faktoren so zu wählen daß das Resultat ein möglichst vortheilhaftes ist. Dabei haben wir zu berücksichtigen daß, je größer die Kraft ist, welche ein Lebewesen ausübt, desto kleiner muß die Geschwindigkeit sein, mit der es die Arbeit verrichten wird, und umgekehrt, je schneller gearbeitet wird, eine desto kleinere Kraft kann in jedem Augenblicke ausgeübt werden Es wird offenbar die Arbeitsleistung eines jeden Lebewesens bei einer gewissen Größe der Kraft und bei einer gewissen Größe der Geschwindigkeit zur Verrichtung einer Arbeit am vortheilhaftesten sein. Noch selbstverständlicher ist es, daß die Arbeitszeit eines Lebewesens über eine gewisse Grenze seiner Ermüdung nicht hinausgehen darf

Prof. Rühlmann*) sagt:

„Verlangt man, daß der Mensch beim Arbeiten einen verhältnißmäßig großen Druck ausübt, so hat man die Geschwindigkeit, womit die Arbeit erfolgt, in gehörigem Maaße geringer zu nehmen. Soll die Arbeit mit großer Geschwindigkeit ausgeführt werden, so erfordert dies eine entsprechende Verminderung des zu bewältigenden Widerstandes. In beiden Fällen aber muß man passende Arbeitspausen eintreten lassen und überhaupt die Gesammtzeit der Arbeit so beschränken, daß nur derjenige Grad von Ermüdung eintritt, welcher in der Ruhezeit wieder ersetzt werden kann

*) Prof. Rühlmann: „Allgemeine Maschinenlehre I."

und womit zugleich ein Bewahren der Arbeitsfähigkeit, der Gesundheit und Lebensdauer innig verknüpft ist."

Es sind aber nicht allein die drei Faktoren der Kraft, der Geschwindigkeit und der Zeit, welche in einem richtigen Verhältniß zu einander stehen müssen, wenn man einen möglichst großen Nutzen von dem Arbeitsvermögen erzielen will, es sind auch die Leistungen der Lebewesen an den Maschinen sehr verschieden, je nachdem sie mit dem Körpergewicht oder mit der Muskelkraft arbeiten und je nachdem beim Arbeiten ihre Stellung an den Maschinen ist. Bei dem Menschen kommt es im Besonderen darauf an, ob er mit den Armen oder mit den Füßen arbeiten muß. Je nachdem das eine oder das andere der Fall ist, wird auch die Ermüdung schneller oder langsamer eintreten. Es werden eben einige Arbeiten eine längere Zeit ununterbrochen ausgeübt werden können, andere nicht.

Wird nun die Arbeit durch längere Zeiträume, welche durch eine mäßige Zahl von Ruhepausen unterbrochen sind, verrichtet, so ist nach Prof. Grashof*) die tägliche Gesammtdauer der Arbeitsleistung für Menschen und Thiere im Allgemeinen am vortheilhaftesten mit 8 Stunden anzunehmen. Die nachstehende Tabelle von Gerstner giebt einen Anhalt über die tägliche Arbeitsleistung, welche dem Menschen und Thier bei einer mittleren Geschwindigkeit, mit welcher die Arbeit verrichtet wird, zugemuthet werden kann unter der Voraussetzung, daß die tägliche Arbeitszeit 8 Stunden beträgt:

	Gewicht kg	Mittlere Kraft kg	Mittlere Geschwindigkeit m	Leistung in der Sekunde mkg	Tägliche Arbeit mkg
Mensch	70	14	0,785	11	316 800
Pferd	375	56	1,25	70	2 016 000
Ochs	300	56	0,785	44	1 267 200
Esel	180	35	0,785	27,5	792 000
Maulesel	250	47	1,1	52	1 497 600

Der Mensch als Motor.

Insoweit der Mensch heute als Motor noch in Frage kommt, werden vorzugsweise seine Muskelkräfte in Anspruch genommen. Es kann dies der Fall sein, wenn der Mensch zum Tragen von Lasten auf geradem oder auf ansteigendem Wege benutzt wird. Es kann aber auch die Muskelkraft des Menschen zum Ziehen eines Seiles mit den Händen beansprucht werden oder zur Handhabung eines Hebels oder

*) Prof. Grashof: „Theoretische Maschinenlehre." Wenn
K = mittlere Kraft in Kilogramm,
c = „ Geschwindigkeit in Metern für jede Sekunde,
t = Arbeitszeit in Stunden
bezeichnet, so ist die größtmöglichste tägliche Arbeit:
$A_0 = 3600\ K\ c\ t$ in [illegible] mm,
und es ist die Leistung in jeder Sekunde:
$E_0 = K\ c$ in Mete[illegible]

zum Drehen einer Welle mittelst einer Kurbel. Wir wollen nachstehend untersuchen welchen Aufwand an Kraft jede dieser Arbeiten erfordert.

Wenn der Mensch, sei es auf wagerechter oder geneigter Bahn, fortschreitet so kommt diese Fortbewegung dadurch zu Stande, daß er einen Fuß vorwärts setzt und über diese Stell als Drehpunkt seinen Körpe hinwegbewegt, wie dies in Fig. 81 dargestellt ist. Wäh rend der Mensch von der erste Stellung in die zweite, ein punktirte, sich bewegt, beschreib sein Körper — oder genau genommen sein Hüftgelenk — einen Kreisbogen, dessen Halb messer gleich der Beinlänge ist und dessen Mittelpunkt inner halb des Fußes liegt. Es muß also der Mensch bei jeder Schritte sein Körpergewicht um die Pfeilhöhe H des Kreisbogen anheben und wieder hernieder lassen. Die Fortbewegung in horizontaler Richtung wird da

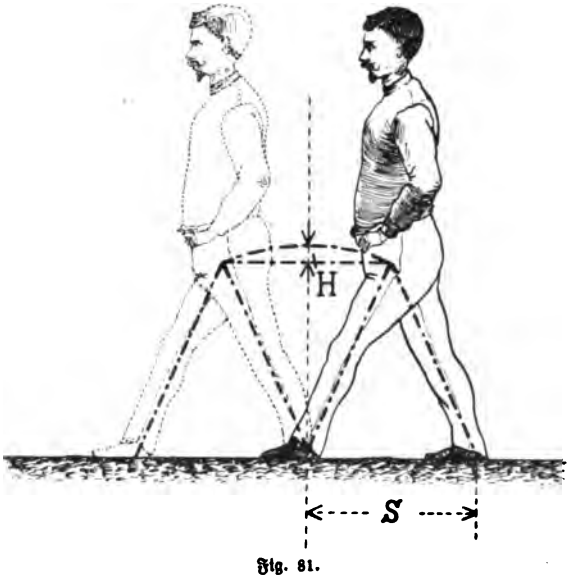


Fig. 81.

her von der Größe H dieser Hubhöhe, von der Schrittlänge S und von der Körpergewicht, welches der Mensch fortzubewegen hat, abhängen.

Man kann ungefähr die Schrittlänge beim Gehen ohne Last mit 0,6 m und die Geschwindigkeit der Fortbewegung mit 1,5 m in der Sekunde annehmen Man kann auch annehmen, daß der größte Theil der Kraft, welche der Mensch durch die Erhebung seines Körpers bei jedem Schritte aufwendet, wieder verbraucht wird durch den Stoß beim Auftreten. Es ist sonach möglich, die für jeden Schri aufgewandte Arbeit gleich zu setzen derjenigen Arbeit, welche der Mensch durch An heben seines Körpergewichtes bei jedem Schritt verrichtet.

In gleicher Weise könnte man auch die Transportleistung des Menschen bei Gehen mit Last, d. h. die Arbeit bei seiner Fortbewegung auf wagerechter Bahn berechnen. Hierbei wird natürlich — im Verhältniß zu der Größe der zu tragende Last — sowohl die Geschwindigkeit seiner Fortbewegung, als auch die Schrittläng eine kleinere sein müssen, als bei seiner Fortbewegung ohne Last. Es wird die Schrittlänge beim Gehen mit Last auf 0,45 m angenommen und die Geschwindigkeit der Fortbewegung auf 0,75 m in der Sekunde unter der Voraussetzung, daß die Last, welche der Mensch dabei zu tragen hat, etwa 50 kg beträgt.

Eine derartige Berechnung, wie die vorgenannte, hat indessen nur einen rei wissenschaftlichen Werth. Für die Praxis können nur verschiedene Transport leistungen mit einander verglichen werden. Es wurde deshalb auch durch Beobach tung festgesetzt, unter welchen Bedingungen die Transportleistung des Menschen a

höchſten ausfällt, d. h. bei welcher Geſchwindigkeit und bei welcher täglichen Arbeitszeit erfahrungsmäßig die Leiſtung des Menſchen beim Gehen am größten iſt. Für die Technik iſt dabei nur von Intereſſe, unter welchen Umſtänden die Arbeitsleiſtung des Menſchen beim Gehen mit Laſt am größten iſt, ſei es in wagerechter Richtung, ſei es auf geneigter Bahn.

Nach Maſchek fällt die Transportleiſtung des Menſchen am günſtigſten aus, wenn ſeine Arbeitszeit 8 Stunden nicht überſchreitet und die Laſt nicht ſchwerer als 46 kg iſt. Die geſammte tägliche Transportleiſtung kann unter dieſen Umſtänden 883200 mkg bei guter Vertheilung der Laſt auf Rücken und Schultern betragen.

Beim Aufwärtsgehen auf geneigter Bahn muß entſprechend der Neigung die Schrittlänge und die Geſchwindigkeit der Fortbewegung naturgemäß kleiner angenommen werden, als beim Gehen in wagerechter Richtung, wenn nicht eine vorzeitige Ermüdung eintreten ſoll. Beim Abwärtsgehen auf geneigter Bahn iſt zwar die Schwerkraft des Körpers für die Fortbewegung förderlich; es muß aber mit jedem Auftreten dieſer Schwerkraft entgegengewirkt werden, und die Stöße beim Auftreten werden durch die Kraft des beſchleunigt bewegten Körpers verſtärkt. Die hemmende Arbeit, welche dabei die Füße zu verrichten haben, macht die Berechnung einer derartigen Bewegung ſehr verwickelt.

Beim Aufwärtstragen von Laſten auf ſchwach geneigten Straßen kann für die Technik ſowohl die Transportleiſtung des Menſchen in Frage kommen, alſo darnach gefragt werden, welche Laſt er in wagerechter Entfernung transportirt, oder es kann darnach gefragt werden, welche mechaniſche Arbeit der Menſch verrichtet, indem er eine beſtimmte Laſt auf eine beſtimmte Höhe hinaufſchafft. Beim Erſteigen von Treppen und Leitern iſt die Transportleiſtung des Menſchen in wagerechter Richtung ſehr klein, und es kann deshalb ſeine Geſammtleiſtung nach der Größe der Laſt, welche er auf eine zu erſteigende Höhe zu ſchaffen hat, als mechaniſche Arbeit beurtheilt werden.

Nach verſchiedenen Erfahrungen kann ein Menſch mit einer Laſt von etwa 50 kg 1100 m täglich erſteigen. Unter Berückſichtigung ſeines Körpergewichtes von durchſchnittlich 70 kg wird ſelbſtverſtändlich die geſammte tägliche Arbeit beim Erſteigen von Treppen und Leitern um ſo größer ausfallen, je kleiner die zu tragende Laſt iſt. Im unbelaſteten Zuſtande kann die tägliche Arbeitsleiſtung beim Erſteigen von Treppen und Leitern auf 20000 mkg angenommen werden.

Die Arbeit des Menſchen am Seil. Beim Ziehen am Seil wirken die Muskelkräfte des Menſchen durch den Angriff mit beiden Händen. Wenn beiſpielsweiſe mittelſt eines Flaſchenzuges Laſten aufzuziehen ſind, ſo kann der Menſch an dem Seil ziehen, indem er dabei fortſchreitet, wie dies bei Häuſerbauten vielfach geſchieht, oder indem er abſatzweiſe das Seil niederzieht und dann höher greift, um es von Neuem wieder zu ziehen. Das abſatzweiſe Ziehen kann auch ohne Nachgreifen erfolgen, ſo beim Einrammen von Pfählen, wobei das Seil, welches den Rammbock anheben ſoll, zuerſt angezogen und darauf wieder freigegeben wird.

Nach Grashof kann die Muskelkraft des Menſchen am vortheilhafteſten im erſten Falle verwerthet werden, alſo durch Ziehen am Seil beim Fortſchreiten; weniger günſtig beim abſatzweiſen Ziehen.

Die nachstehende Tabelle giebt eine Uebersicht über die tägliche Arbeitsleistung eines Menschen, der am Seil arbeitet:

Nach	Art der Arbeit	Zugkraft des Arbeiters kg	Zurückgelegter Weg in der Sekunde m	Arbeitszeit Std.	Gesammt-Nutzleistung mkg
Grashof	Zug am Seil beim Fortschreiten	12,5	2/3	6	135 000
Coulomb u. Navier	Absatzweises Ziehen am Seil	16—18	—	—	60 000
Coulomb	Absatzweises Ziehen an der Hand-Ramme	19	—	3	75 240
Lahmeyer	„ „ „ „ „	—	—	—	54 800
v. Kaven und Köpke	„ „ „ „ „	14,4	—	10	52 510
v. Kaven und Köpke	„ „ „ „ „	14,6	—	8¾	67 940

Hierbei ist angenommen, daß 25 % der Arbeit durch Reibung des Flaschenzuges verloren gehen.

Die Arbeit des Menschen am Hebel*). Die Verwerthung der Muskelkräfte des Menschen beim Hebel ist wegen der großen Einfachheit dieses Instrumentes von Interesse. Ein Hebel läßt sich überall sehr leicht und auch so anbringen, daß mehrere Menschen zu gleicher Zeit an ihm arbeiten können. Der Mensch kann dabei die Arbeit an einem einfachen oder an einem doppelten Hebel verrichten. Für seine Leistungsfähigkeit am Hebel kommt es in Betracht, ob der Mensch ziehend oder drückend auf den Hebel einwirkt. Nach den Erfahrungen ist es vortheilhafter, wenn der Mensch am Hebel beim Niedergang drückend arbeitet, weil alsdann sein Gewicht mitarbeitet und weil seine Armmuskeln bei einer bestimmten Körperstellung leichter einen Druck nach unten ausüben können.**)

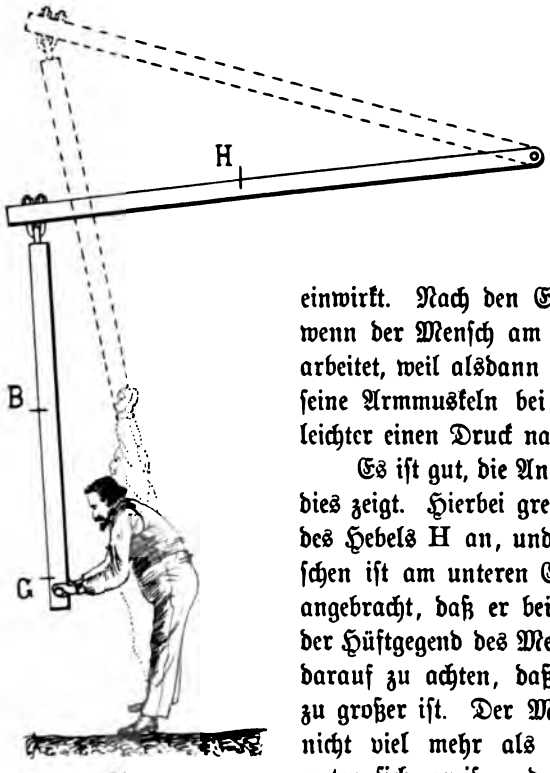


Fig. 82.

Es ist gut, die Anordnung so zu treffen, wie Fig. 82 dies zeigt. Hierbei greift die Zugstange B an dem Ende des Hebels H an, und der Handgriff G für den Menschen ist am unteren Ende der Zugstange etwa so hoch angebracht, daß er bei wagerechter Lage des Hebels in der Hüftgegend des Menschen liegt. Es ist auch wichtig, darauf zu achten, daß der Ausschlag des Hebels kein zu großer ist. Der Mensch kann je nach seiner Größe nicht viel mehr als etwa 0,45—0,60 m über oder unter sich greifen, d. h. er kann mit seinen Händen

*) Siehe auch I. Theil: „Die Meß-Instrumente des Technikers" Seite 18 ff.

**) Rühlmann: „Allgemeine Maschinenlehre I."

einen Gesammtweg von nicht mehr als 0,90—1,20 m zurücklegen; andernfalls würde er zu schnell ermüden. Es ist deshalb nöthig, daß der Ausschlag des Hebels kleiner als 60° ist. Soll der Mensch an dem Hebel seine Arbeit nur drückend verrichten, so muß man den Hebel mit einem Gegengewicht versehen, welches ihn aus seiner tiefsten Stellung in seine höchste wieder zurückbringt.

Die Handhaben, mit denen der Hebel ausgerüstet sein muß, um dem Menschen als Handgriff zu dienen, bezeichnet man auch als Spillen. Dieselben müssen länger sein, wenn zwei Arbeiter angreifen sollen, als wenn nur einer an dem Hebel zu arbeiten hat.

Ist eine große Arbeitsleistung zu verrichten, bei welcher mehrere Arbeiter gleichzeitig thätig sein müssen, so ersetzt man meistens den einarmigen Hebel durch einen doppelarmigen. Fig. 83 stellt eine Maschine dar, welche durch einen doppelarmigen

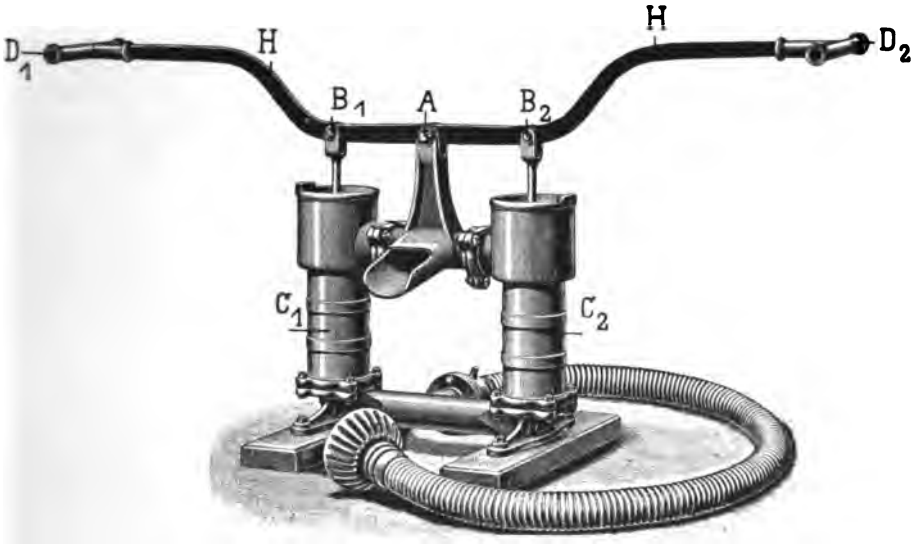


Fig. 83.

Hebel HH' zur Wirkung gebracht wird, und zwar ist dies eine Saugpumpe nach Ausführung der Commandit-Gesellschaft für Pumpen- und Maschinenfabrikation W. Garvens in Hannover, die zum Auspumpen von Gruben u. dergl. dient. Beide Pumpencylinder C_1 C_2 sind zu einem Körper vereinigt. Der Stütz- und Drehpunkt des doppelarmigen Hebels liegt in der Mitte zwischen beiden Cylindern bei A. Die Kolbenstangen beider Pumpen sind bei B_1 und B_2 gelenkartig mit dem Hebel verbunden, an seinen Enden aber ist der Hebel mit je einer Handhabe D_1 D_2 versehen, lang genug, daß ein oder zwei Menschen daran arbeiten können. Auf diesem doppelarmigen Hebel wirken also von beiden Seiten die Arbeiter gleichmäßig ein, und zwar wirkt jeder von ihnen abwechselnd niederdrückend auf die Handhaben des Hebels.

Wie bei der Pumpe Fig. 83, so wird auch bei Feuerlöschspritzen ein doppelarmiger Hebel zur Verwerthung der Muskelkräfte des Menschen benutzt. Beim Arbeiten am Hebel stellt sich die Arbeit des Menschen nach Prof. Grashof:

Zugkraft des Arbeiters	Zurückgelegter Weg in der Sekunde	Arbeitszeit	Gesammtarbeit
6 kg	0,75 m	8 Stunden	144000 kg

Hat der Mensch dagegen eine Arbeit nur während einer kürzeren Zeit zu verrichten, so kann die Kraft, mit welcher er arbeitet, eine bedeutend größere sein.*)

Die Arbeit des Menschen am Haspel. Ein Uebergang von der Arbeit am Hebel zur Arbeit an der Kurbel bildet die Arbeit am Kreuzhaspel oder Spillenhaspel. Bei diesem Haspel sind die Griffe, an denen der Arbeiter angreift, kreuzweise durch eine Welle hindurchgesteckt oder bei einem sogenannten Spillenrade in den Umfang des Rades so hineingesteckt, daß sie strahlenförmig über das Rad hervorstehen. Die Welle, welche zum Aufwinden eines Zugseiles dient, wird nach einer Seite gedreht, um das Seil aufzuwickeln. Das Drehen an den Spillen geschieht aber absatzweise, und es kommt deshalb auch bei dem Haspel die Muskelkraft absatzweise zur Wirkung, wie bei dem Hebel. Die Haspel werden vorwiegend nur verwendet, um mit kleiner Geschwindigkeit auf kurze Zeit und mit längeren Unterbrechungen große Lasten zu bewältigen. Sie finden auf Bauplätzen Anwendung und zum Ausschachten von Brunnen. Der Arbeiter kann dabei mit einer Zugkraft von 15—20 kg wirken.

Der wesentliche Unterschied zwischen einer Kurbel und dem Kreuz- oder Spillenhaspel ist der, daß man bei der Arbeit an der Kurbel seinen Angriffspunkt während einer Umdrehung nicht ändert. Bei dem Haspel hingegen geht die Hand des Arbeiters von einer Spille zur anderen über.

---

*) Grashof: „Theoretische Maschinenlehre III."

Mit Rücksicht auf die Nebenwiderstände ist die relativ vortheilhafteste Größe P der am Hebel auszuübenden Kraft etwas größer als K, die Arbeitsleistung eines Arbeiters am Hebel, und wird auch das vortheilhafteste Hebelverhältniß dadurch beeinflußt. Ist nämlich

P = Kraft am Hebelarme a, also an der Kurbel,

Q = Stützwiderstand am Hebelarm b, als am Halbmesser der Welle, auf welche sich das Seil aufwickelt,

R = der auf den Angriffspunkt und die Richtung von Q bezogene Widerstand des Hebels an und für sich, d. h. ohne Nutzleistung,

μ = Coefficient der zusätzlichen Reibung,

so ist
$$P = \frac{b}{a}\left[R + (1+\mu)\,Q\right] = K + \frac{1}{2}\frac{b}{a}R.$$

Daraus folgt
$$\frac{a}{b} = \frac{(1+\mu)\,Q + \frac{R}{2}}{K},$$

worin K bei n-Arbeitern die n-fache mittlere Kraftäußerung des Einzelnen bedeutet.

Wäre z. B.
$$R = K = \frac{1}{4}\,Q \text{ und } \mu = \frac{1}{8},$$

so folgte
$$\frac{a}{b} = 5 \text{ und } P = 1{,}1\,K.$$

Der Wirkungsgrad des Hebels ergäbe sich schließlich bei einer effektiven täglichen Leistung des einzelnen Arbeiters von 144,000 mkg zu
$$\eta = \frac{8}{11}.$$

Die Arbeit des Menschen an der Kurbel. Die Kurbel ist jedenfalls das geeignetste Maschinen-Element zur Aufnahme der Menschenkraft. Während an dem Hebel die Menschenkraft durch eine hin- und hergehende Bewegung übertragen wird, überträgt sie die Kurbel durch eine Drehbewegung. Die Kurbel ist auch als ein Hebel zu betrachten, der durch eine Drehbewegung bethätigt wird — I. Band, Seite 865. Sie besteht, wie wir wissen, aus dem Kurbelkörper — auch Kurbelarm oder Bug genannt — und dem an dessen Ende rechtwinkelig angebrachten Griff. Die Handkurbel, um welche es sich hier handelt, wird meistens auf die Welle aufgesteckt. Selten ist sie mit der Welle aus einem Stück gemacht.

Die bekanntesten Maschinen, welche von den Menschen mittelst einer Kurbel in Thätigkeit gesetzt werden, sind die sogenannten Winden zum Heben von Lasten. Fig. 84 zeigt eine solche in einfachster Form. Sie besteht aus einer in den beiden Böcken wagerecht gelagerten Welle, über welche hier beispielsweise ein Seil geschlungen ist, an dem die Last hängt. Durch Drehen dieser Welle wickelt sich entweder das Seil auf dieselbe auf oder von derselben ab. Auf diese Weise wird die Last gehoben oder gesenkt. Der Mensch wirkt nun an der Kurbel nicht nur mit der Kraft seiner Armmuskeln, sondern zum Theil auch durch das Gewicht seines Körpers, während seine beiden Füße eine feste Stellung beibehalten.

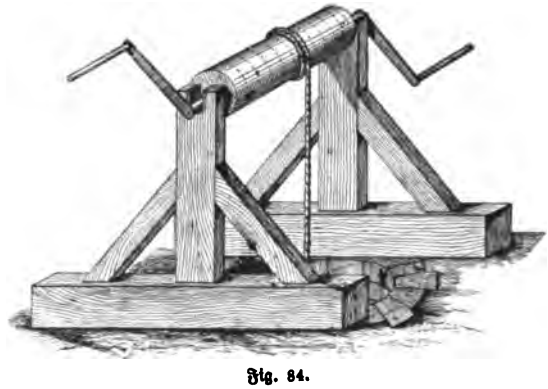


Fig. 84.

Wie bei der Drehbewegung der Kurbel die Kräfte der Menschen zur Wirkung gebracht werden, darüber äußert sich Prof. Grashof*) etwa folgendermaßen: „Bezeichnet man als erste Vierteldrehung diejenige, bei welcher der Kurbelarm von der senkrecht aufwärts gerichteten in die wagerechte — von dem Arbeiter weggerichteten — Lage übergeht, und die in demselben Drehsinne darauf folgenden als zweite, dritte und vierte Vierteldrehung, so wirkt der Arbeiter ungefähr von der Mitte der vierten bis zur Mitte der zweiten Vierteldrehung drückend, während der übrigen Zeit ziehend. Bei der Druckwirkung wird die Muskelkraft durch das Körpergewicht unterstützt."

Die Wirkung an der Kurbel wird am vortheilhaftesten sein, wenn die Länge des Kurbelarmes ungefähr 0,4 m beträgt und wenn die Welle in der Höhe der Hüfte des Arbeiters über dem Fußboden liegt.**) Nach Versuchen von Prof. Rühl-

*) Grashof: „Theoretische Maschinenlehre."

**) Grashof: „Theoretische Maschinenlehre III." Bezeichnet
a = Länge des Kurbelarmes,
b = Radius der horizontalen Welle,
so ergiebt sich das vortheilhafteste Hebelverhältniß von Kraft und Last ebenso wie beim Hebel — siehe Fußnote auf voriger Seite.

mann*) hat sich ergeben, daß der Druck während der ersten Vierteldrehung der Kurbel und im Verlauf dieser Vierteldrehung dort am erfolgreichsten ausgeübt wird, wo die Muskelkraft des Arbeiters am stärksten durch sein Körpergewicht unterstützt wird. Die kleinste Wirkung äußert sich während der Vierteldrehung der Kurbel, wo die Zugkraft sich in eine Druckkraft umsetzt. Die Länge des Kurbelarmes soll etwa der des menschlichen Armes entsprechen und 0,35 bis 0,45 m betragen, auch soll die Welle 1 bis 1,1 m über dem Standort des Arbeiters liegen.

Will man mehrere Arbeiter gemeinschaftlich arbeiten lassen, so muß der Griff genügend lang sein; eine solche Kurbel haben wir — I. Band, Seite 890 — als zwei- oder mehrmännische Kurbeln bezeichnet. Günstiger ist es, wenn man an jedem Ende der Welle, wie in Fig. 84, eine Kurbel anbringt und beide Kurbelarme um 90° gegen einander versetzt, weil alsdann stets an der einen Kurbel gedrückt, an der anderen gezogen wird. Für die Leistungen an Handkurbeln giebt Prof. Rühlmann folgende Werthe an:

	Akkordarbeit bei sehr beständiger Thätigkeit	Tagelohnarbeit und Akkordarbeit mit vielen Stillständen
Kraft in Kilogramm	10,0	8,0
Geschwindigkeit in Metern pro Sekunde	1,0	0,781
Arbeit pro Sekunde in Meterkilogramm	10,0	6,25
Tägliche Gesammtarbeitszeit in Stunden	8	8
Tägliche Totalleistung in Meterkilogramm	288 000	180 000
Die Kurbelarbeit ausgedrückt in Theilen einer Maschinenpferdekraft à 75 mkg pro Sekunde	0,135	0,083 $\left(=\frac{1}{12}\right)$

Nach Beobachtungen von Kaven und Köpke über die Leistungen an Kunst-Rammen haben sich bei Akkordarbeit folgende Werthe ergeben:

Zugkraft des Arbeiters	Zurückgelegter Weg in der Sekunde	Arbeitszeit	Gesammtleistung
7,09 kg	1,247 m	10 Stunden	143 208 mkg
8,7 „	1,3 „	10 „	183 222 „

Wesentlich unvortheilhafter arbeitet der Mensch, wenn er nicht direkt an der Kurbel angreift, sondern, wie in Fig. 85 dargestellt ist, an einer Zugstange Z, welche an der Kurbel K befestigt ist. Um der Zugstange Z dabei eine sichere Führung zu

---

Da hier die Länge des Kurbelarmes durchschnittlich 0,4 m ist, so erhält man b aus:

$$b = \frac{K \cdot a}{(1+\mu)\,Q + \frac{R}{2}}.$$

Nach Angaben in Weisbach: „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2" hat man die tägliche Leistung eines Menschen an der Kurbel nicht größer als 172 800 mkg gefunden, und zwar bei der mittleren Kraft K = 8 kg, mittleren Geschwindigkeit c = 0,75 m und Arbeitszeit t = 8 Stunden.

*) Rühlmann: „Allgemeine Maschinenlehre I."

geben, ist sie an der Gelenkstange S aufgehängt. An der Verbindungsstelle beider ist aber der Griff G angebracht, an dem der Mensch angreift. Bei einem solchen Kurbelantriebe kann der Mensch seine Kräfte der jedesmaligen Kurbelstellung nicht so gut anpassen und sein Körpergewicht gar nicht zur Wirkung bringen, wie bei dem direkten Angriff an der Kurbel. Man sollte daher von der Anwendung einer Zugstange nur im Nothfalle Gebrauch machen.

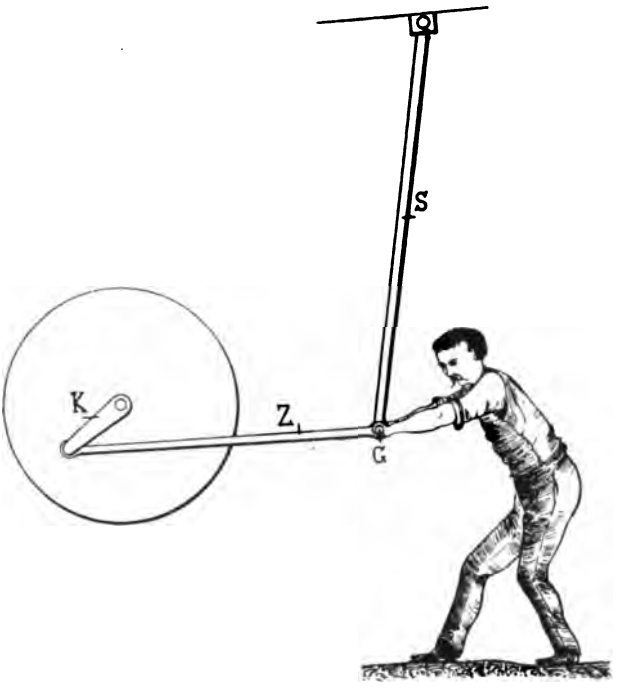


Fig. 85.

Hat man mittelst der Kurbel einen veränderlichen Widerstand zu überwinden, wie z. B. bei dem Antrieb einer Pumpe, welche bei der Auf- und Niederbewegung des Pumpenkolbens eine verschieden große Arbeit erfordert, dann ist es geboten, auf der Kurbelwelle noch ein Schwungrad anzubringen. Einen solchen Pumpenantrieb zeigt Fig. 86. Auf der Antriebswelle ist einerseits die Kurbel befestigt, welche durch Vermittelung einer Lenkerstange die Kolbenstange der Pumpe bewegt. Auf der entgegengesetzten Seite trägt die Antriebswelle ein Schwungrad. Letzteres ist, wie wir wissen, dazu bestimmt, die ungleichförmigen Einflüsse der Kraft auszugleichen. Es kann unabhängig von der Kurbel auf der Welle angebracht werden, oder es wird, wie dies meistens geschieht und bei dem in der Figur dargestellten Pumpenantrieb ausgeführt ist, der Kurbelgriff unmittelbar an einem Arm des Schwungrades befestigt.*)

Fig. 86.

Ganz besonders wird die Anwendung des Schwungrades nöthig, wenn der Mensch die Kurbel durch den Fuß bewegen will, also ohne Vermittelung seines

*) Nach Weisbach: „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2“ bezeichnet
Q = zu hebende Last,
P = Kraft, welche nöthig ist, um Q zu heben,
a = Länge des Kurbelarmes, an welchem der Arbeiter wirkt,
b = „ „ „ „ „ die Last Q hängt.

Körpergewichts, allein durch die Muskelkraft seiner Füße. Der Mensch arbeitet zwar alsdann nicht so vortheilhaft, wie mit den Armmuskeln; muß es aber dort thun, wo er die Hände zur Bedienung der Maschine frei haben muß. So setzt er beispielsweise die Nähmaschinen durch den Fuß in Bewegung, während er mit den Händen den Stoff unter der Nadel hin- und herschiebt. Auch kleine Drehbänke, Schleifsteine u. dergl. muß er mit dem Fuß bewegen. In allen diesen Fällen wird der Kurbel nur bei ihrem Niedergange durch den Fußtritt des Menschen Kraft mitgetheilt, während sie den übrigen Weg durch die Schwungkraft der Kurbel überwinden muß. Will man einen gleichmäßigen Gang dieser Maschinen erreichen, so ist es nothwendig, die Antriebswelle mit einem Schwungrad zu versehen, wenn nicht die Maschine selbst genügend Schwungmasse hat.

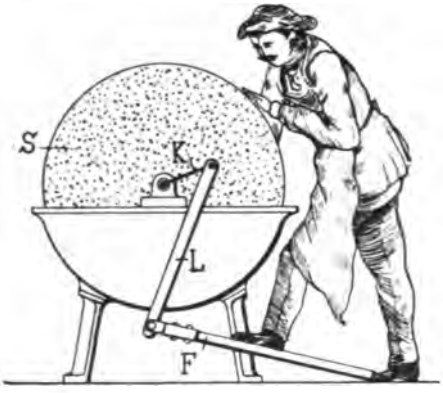


Fig. 87.

In Fig. 87 ist der Fußantrieb für einen Schleifstein dargestellt. An der Kurbel K, die auf der Antriebswelle des Schleifsteines S sitzt, kann der Arbeiter nicht drehen, weil er seine Hände zum Schleifen gebraucht. Es ist deshalb eine Lenkstange L der Kurbel angehängt, welche mit dem Trittbrett F gelenkartig verbunden ist. Uebt der Arbeitende mit seinem Fuße einen Druck auf das Trittbrett aus, so wird er mittelst der Lenkstange die Kurbel in Umdrehung versetzen können. Der Schleifstein selbst wirkt dabei durch seine Masse, wie ein Schwungrad.

Die Arbeit des Menschen an der aufrecht stehenden Welle, auch stehende Winde genannt.

Bei diesen Maschinen arbeitet der Mensch sowohl mit den Arm-, als mit den Fußmuskeln, indem er bei seiner Arbeit gleichmäßig weiter fortschreitet. In Fig. 88 ist eine stehende Winde dargestellt. Die senkrechte Welle W trägt einen Querarm A, an dessen beiden freien Enden je ein Arbeiter angreift. Während sie fortschreiten, stoßen sie den Arm vor sich her und drehen so die Welle um ihre Achse. Hierbei kann an jeder Seite ein Mensch arbeiten, oder es können mehrere gleichzeitig an jedem Arm angreifen. Die Drehbewegung einer solchen Welle wird gewöhnlich dazu benutzt, um durch Aufwinden eines Seiles eine Last anzuheben. Man benutzt die stehende Winde als Ankerwinde, d. h. als Winde zum Aufziehen der Schiffsanker und für ähnliche Zwecke, bei denen die Arbeit von kurzer Dauer ist und oft unterbrochen wird.

Es ist dann während einer halben Umdrehung der Weg der Kraft gleich $\pi . a$ und der der Last gleich $2\,b$. Daher ist nun zu setzen:

$$P . \pi a = Q\,2\,b,$$

woraus sich die mittlere Umdrehungskraft zu

$$P = \frac{2}{\pi}\frac{b}{a} Q$$

ergiebt.

Die Arbeit des Menschen wird an der stehenden Winde vortheilhaft ausgenutzt. Man nimmt eine Leistung des Menschen von 14 kg an, wenn er 0,75 m in jeder Sekunde fortschreitet.

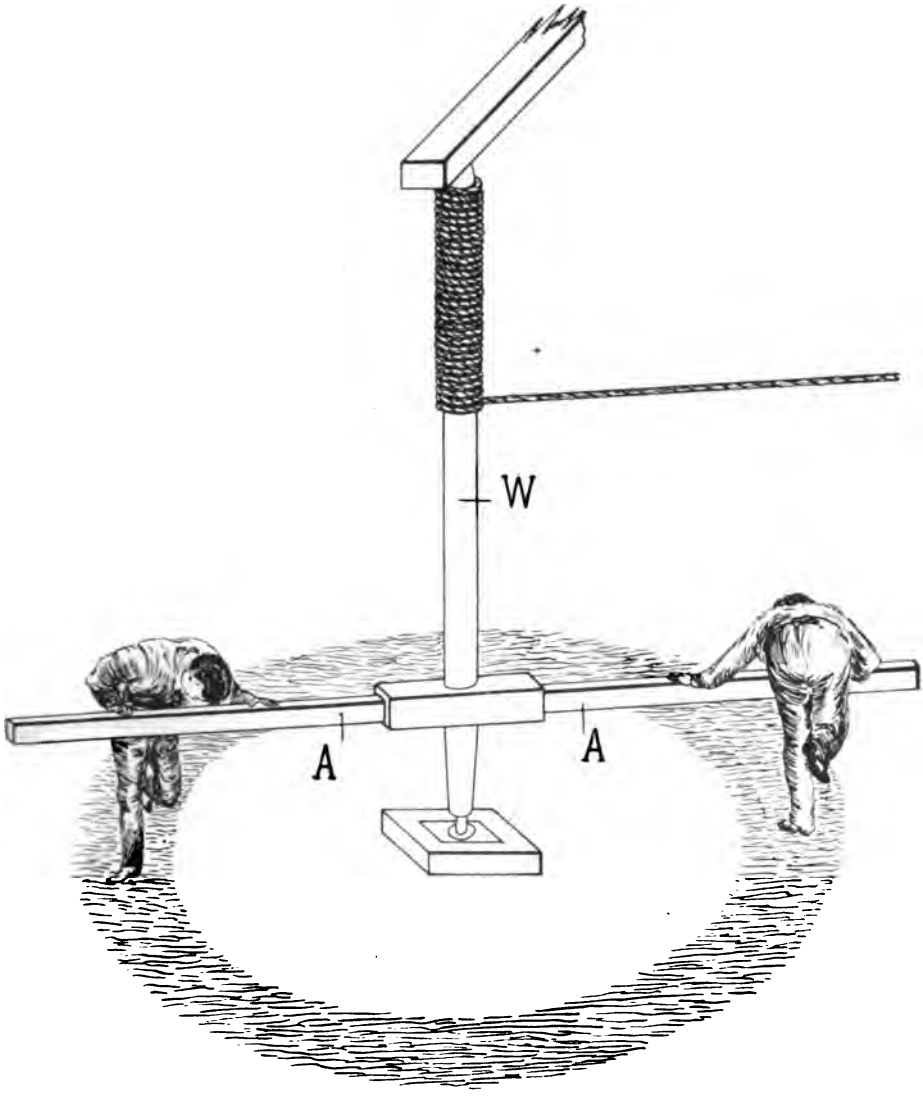


Fig. 88.

Früher benutzte man auch Maschinen, bei denen das Gewicht des Menschen fast ausschließlich zur Wirkung gebracht wurde. Das Körpergewicht des Menschen wurde dabei, indem er auf einer geeigneten Ebene, Treppe oder Leiter heraufging, allmählich erhoben und zum Niedergang der Maschine ausgenutzt. Man bezeichnete diese Maschine als Tretrad-, Laufrad u. dergl. Alle derartigen Maschinen haben aber für die Technik der Neuzeit ihre Bedeutung verloren.

Das Thier als Motor.

Von den Thieren verwendet man hauptsächlich das Pferd, den Ochsen, den Esel und den Maulesel zur Arbeit an Maschinen, indem man sie bei der Arbeit fortschreiten läßt. Die Arbeit des Thieres ist am erfolgreichsten, wenn es in gerader Linie fortschreitet. Aber nur in seltenen Fällen und nur für vorübergehende Arbeit kann man eine Maschine auf diese Weise antreiben. So läßt man z. B. auf Bauplätzen die Thiere mittelst eines Flaschenzuges Balken oder schwere Steine hoch ziehen. In den allermeisten Fällen läßt man die Thiere an einer stehenden Welle arbeiten, indem sie im Kreise um diese herum gehen. Die Arbeitsleistung ist dabei eine weniger vortheilhafte und sie wird um so ungünstiger, je kleiner der Kreis ist, in welchem sich das Thier bewegen muß, und je größer die Körperlänge des Thieres ist. Wir haben bereits in Fig. 88 eine stehende Winde kennen gelernt, welche von Menschenkraft bewegt wird. Um die Thierkraft in der Technik auszunutzen, ist die stehende Winde heutzutage die allein gebräuchliche Maschine. Früher hat man auch Maschinen angewendt, bei denen das Körpergewicht der Thiere ausgenutzt wurde; man ist aber davon in der Neuzeit gänzlich abgekommen.

Der Göpel. Die Maschinen mit stehender Welle, um welche das Thier fortschreitend sich bewegt, um die Maschine anzutreiben, bezeichnen wir als Göpel. Wir unterscheiden

feststehende Göpel und
transportable Göpel.

Als feststehenden Göpel bezeichnen wir einen solchen, bei dem zur Stützung und Lagerung der Hauptwelle ein besonderes Gerüst erforderlich ist.

Die Zugarme, auch Zugbäume genannt, welche quer zur Hauptwelle angebracht sind, zweigen an einer mittleren Stelle zwischen dem oberen und unteren Endzapfen der Welle ab. Da die langsame Bewegung der Hauptwelle durch ein Räderwerk auf eine wagerecht gelagerte Antriebswelle übertragen werden muß, so wird bei den feststehenden Göpeln das Räderwerk an dem oberen Ende der Hauptwelle angeordnet, damit die Thiere unter demselben fortschreiten können.

Bei dem transportabeln Göpel ist die senkrechte Welle sowohl, als das Räderwerk in ein besonderes Gehäuse eingebaut, mit welchem es von einer Stelle zu einer anderen geschafft werden kann. Die Zugbäume, an denen die Thiere angespannt werden, sind bei diesem Göpel an dem oberen Ende seiner senkrechten Welle befestigt, mit dem es über das Gehäuse heraus ragt. Um die wagerechte Betriebswelle, welche die Kraft des Göpels auf die Arbeitsmaschinen zu übertragen hat, weiter fortzuführen, muß man sie in einen Kanal unterhalb der kreisförmigen Laufbahn der Thiere legen.

Je nach ihrer Construction unterscheiden wir

liegende Göpel und Säulen-Göpel oder
Glocken-Göpel und Cylinder-Göpel, oder
offene und verdeckte Göpel.

Alle Göpel werden für ein oder mehrere Zugthiere gebaut; es empfiehlt sich aber nicht, mehr als vier Zugthiere anzuspannen, weil die Gesammtleistung mit der Zahl der Zugthiere nachläßt. Burger giebt dafür folgende Werthe an:

Pferdezahl:	1	2	3	4	5	6	8
Leistung pro Pferd in %:	100	98	87	80	73	67	49.

Die Leistung der Thiere am Göpel hängt auch von der Kreisbahn ab, welche sie machen. Die stetige Körperwendung beim Gehen im Kreise ist um so nachtheiliger für die Leistung der Thiere, je kleiner die Kreisbahn ist; mindestens sollte ihr Halbmesser 5 m betragen. Unter dieser Voraussetzung ist eine Gesammtleistung beobachtet worden, wie sie nachstehende Tabelle angiebt:

Nach Angaben von	Zugkraft des Thieres	Zurückgelegter Weg in der Sekunde	Arbeits-Zeit	Gesammt-Arbeitsleistung
Navier	45 kg	0,9 m	8 Stunden	1 166 400 mkg
Rühlmann	65 „	1,0 „	6 „	1 404 00 „

Die Nutzarbeit bleibt bei dem Göpelbetrieb um etwa 15% bis 25% hinter der Gesammt-Arbeitsleistung zurück.

Liegende Göpel. Die einfachsten Göpel dieser Art sind die offenen Stirnrädergöpel, wie ein solcher nach den Ausführungen der Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei, vormals Th. Flöther in Gassen in Fig. 89 dargestellt

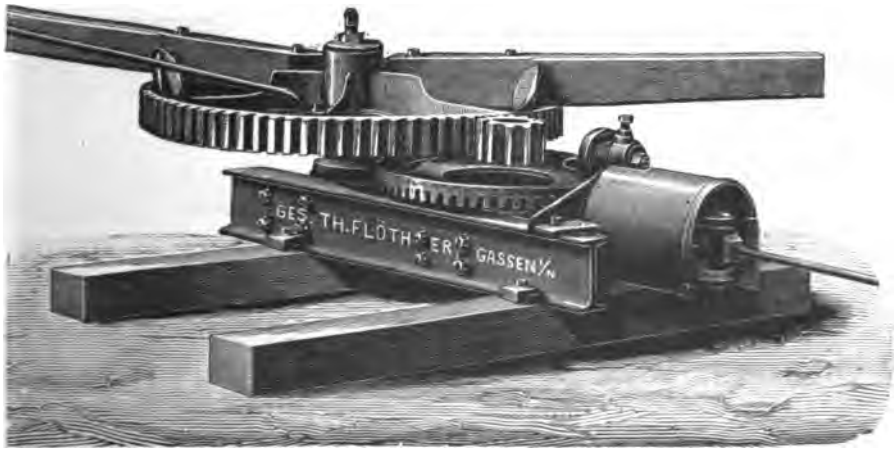


Fig. 89.

ist. Der Göpel ist auf Eisen aufgebaut und ruht mit seinem eisernen Gestell auf Querbalken. Die beiden Zugbäume, vor welche die Thiere angespannt werden, sind auf einem eisernen Stirnrad befestigt, welches auf der senkrechten Welle sitzt. Dieses Stirnrad greift in ein wesentlich kleineres Zahnrad ein, um die langsame Bewegung der Hauptwelle in eine schnellere Bewegung einer Nebenwelle

umzuſetzen. Eine einmalige Umſetzung iſt indeſſen nicht ausreichend für den Antrieb von Arbeitsmaſchinen. Die noch weiter erforderliche Ueberſetzung ins Schnelle bewirkt man gewöhnlich durch ein Paar Kegelräder, weil zugleich auch die Drehung der ſenkrechten Welle auf eine wagerecht gelagerte übertragen werden ſoll. Zu dieſem Zwecke iſt auf der Nebenwelle unterhalb des kleinen Stirnrades ein großes Kegelrad befeſtigt, welches mit einem kleinen Kegelrad in Eingriff ſteht, das auf der Antriebswelle ſitzt. Bei dem dargeſtellten Göpel verdeckt die Schutzhaube, aus welcher die wagerechte Betriebswelle herausragt, das kleine Kegelrad. Der Eingriff beider Kegelräder wird durch eine Druckrolle geſichert, die ſich auf dem Umfange des großen Kegelrades abrollt. Die Ueberſetzung iſt bei den Göpeln der Fabrik ſo gewählt, daß bei einem zweimaligen Umgang der Zugthiere

für die I. Göpelgröße die Betriebswelle 55 Umdrehungen macht
„ „ II. „ „ „ 65 „ „
„ „ III. „ „ „ 90 „ „

Es ſei noch erwähnt, daß man zwiſchen dem Göpel und der Antriebswelle, welche zu der Arbeitsmaſchine führt, eine Kupplung vorſieht. Sie muß ſo eingerichtet ſein, daß ſie die Verbindung ſelbſtthätig löſt, wenn die Zugthiere plötzlich ſtehen bleiben. Die Arbeitsmaſchinen werden in dieſem Falle, in Folge ihrer lebendigen Kraft ſich noch fort zu drehen beſtrebt ſein, und damit dies möglich iſt, muß die Antriebswelle gegenüber dem Göpelräderwerk eine voreilende Bewegung ausführen können. Man bezeichnet eine derartige Kupplung als Schloßklaue. Sie iſt auch gewöhnlich ſo eingerichtet, daß man nach einer kleinen Verſtellung an ihr, die Zugpferde ſowohl rechts als auch links herum gehen laſſen kann.

Unter dem Namen Bügelgöpel führt die Maſchinenbau-Anſtalt und Eiſengießerei, vormals Th. Flöther in Gaſſen einen Göpel ein, der in Fig. 90

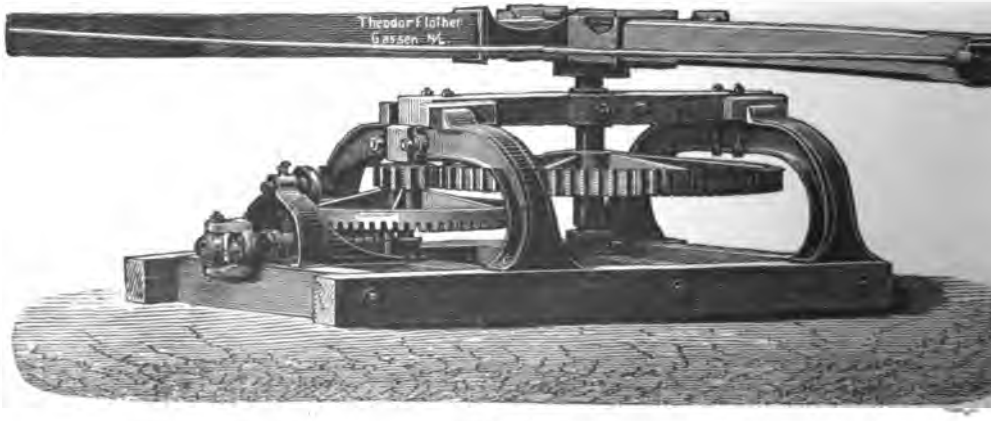


Fig. 90.

dargeſtellt iſt. Das Geſtell des Göpels beſteht aus einem Eichenholzrahmen, auf dem zwei gußeiſerne Bügel aufgeſchraubt ſind, welche durch einen Querträger von

Holz oder Eisen miteinander verbunden sind. Die stehende Welle, deren oberes Lager von dem Querträger aufgenommen wird, trägt das Hauptantriebsrad, ein großes Stirnrad. Auf ihrem oberen Ende ist ein eisernes Kreuz zur Aufnahme von vier Zugbäumen, an denen die Zugthiere angespannt werden, befestigt. Die Uebersetzung der Drehbewegung der Hauptwelle auf die Antriebswelle erfolgt durch Stirnräder und Kegelräder, wie bei dem vorgenannten Göpel. Dieser Göpel wird von der Fabrik für 65, 90 und 100 Umdrehungen der Betriebswelle, entsprechend einem $2^1/_2$maligen Umgang der Zugthiere, gebaut.

Sehr beliebt sind die sogenannten Glocken- oder Sicherheitsgöpel. Sie werden als Glockengöpel bezeichnet, weil das Hauptantriebsrad glockenförmig die anderen Räder überdeckt, und als Sicherheitsgöpel deshalb, weil die Ueberdeckung einen Schutz bietet gegen Unfälle und Verschmutzung der Zahnräder. Fig. 91

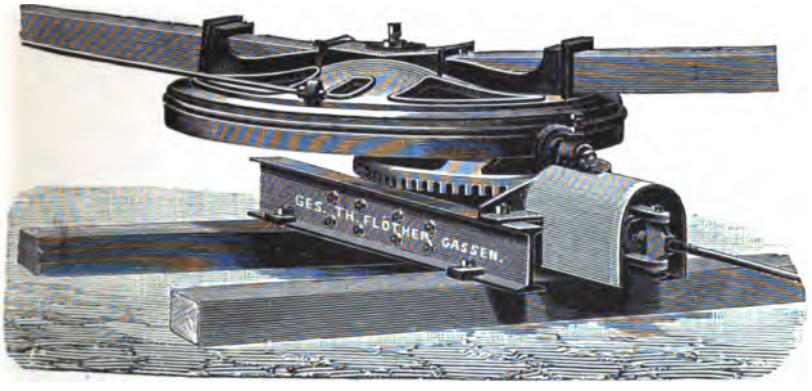


Fig. 91.

zeigt einen derartigen Glockengöpel der vorgenannten Firma. Der Göpel ist genau so, wie der in Fig. 89 dargestellte, ein Stirnradgöpel, nur daß das glockenförmige Antriebsrad Innenverzahnung hat — I. Band, Seite 312. Dieses Rad ist auf seiner Oberfläche zur Befestigung der Zugbäume eingerichtet.

Die Göpel werden meistens vor den Gebäuden aufgestellt, in dem die Arbeitsmaschinen untergebracht sind, die von den Göpeln angetrieben werden sollen. Die Göpel innerhalb des Gebäudes aufzustellen, unterläßt man gewöhnlich deswegen, weil jeder Göpel einen großen Raum beansprucht. Man kann sich aber auch so helfen, daß man den Göpel auf einem Boden aufstellt und die Rennbahn der Zugthiere in das Erdgeschoß verlegt. Ein Göpel dieser Art nach Ausführung von Heinrich Lanz in Mannheim ist in Fig. 92 wiedergegeben.

Die Hauptwelle des Bügelgöpels reicht durch die Bodendecke hindurch und trägt an ihrem unteren Ende den eisernen Schuh, welcher zur Aufnahme der Zugbäume dient. Letztere stehen schräg nach unten, sodaß das Zugthier an dem unteren Ende

vorgeſpannt werden kann. Bei dem dargeſtellten Göpel iſt nur ein Zugbaum benutzt. Die Betriebswelle iſt, wie die Darſtellung zeigt, auf dem Gebälk des Bodenraumes gelagert und trägt eine Riemenſcheibe zur weiteren Kraftübertragung.

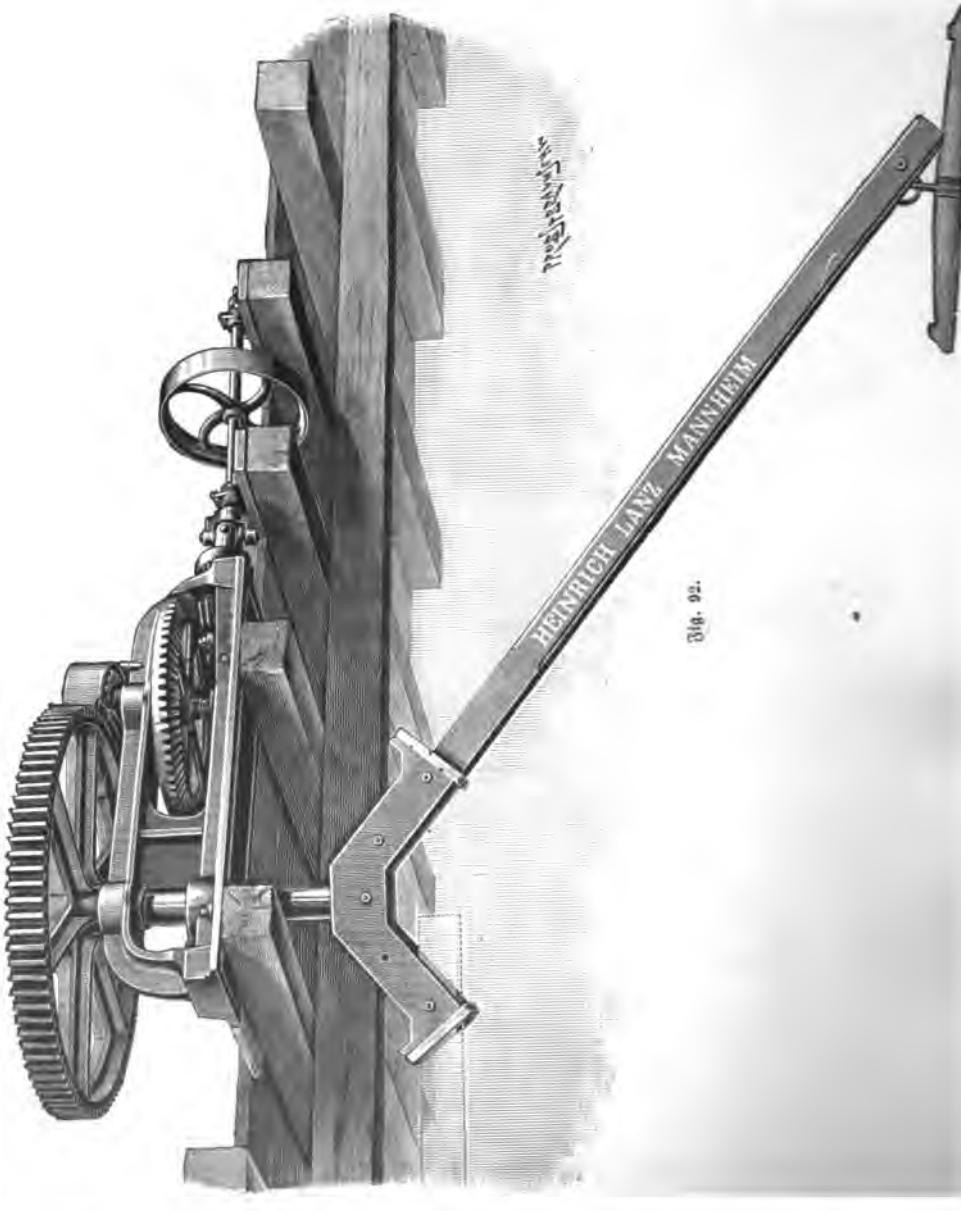


Fig. 92.

Säulengöpel. Soll die Kraft, welche dem Göpel von den Zugthieren mitgetheilt wird, nach verſchiedenen Richtungen hin fortgepflanzt werden, ſo eignet ſich dazu der Säulengöpel, wie ein ſolcher nach Ausführung von Heinrich Lanz in

Mannheim in Fig. 93 dargeſtellt iſt. Dieſer Göpel baut ſich auf einem hölzernen Balkenkreuz auf. Das glockenförmige Antriebsrad dreht ſich auf einer hohlen eiſernen Säule. Es iſt mit Innenverzahnung verſehen und treibt ein kleines

Fig. 93.

Stirnrad auf einer Nebenwelle an, deren Drehbewegung von einem zweiten Stirnradpaar auf eine ſtehende Welle übertragen wird, welche innerhalb der eiſernen Säule untergebracht iſt. Ein drittes Vorgelege iſt an dem oberen Ende der Säule angeordnet. Es wird durch Kegelräder angetrieben und trägt eine Riemenſcheibe zur Kraftübertragung auf die Arbeitsmaſchinen. Der Lagerbock für das Vorgelege

sitzt drehbar auf der Säule, sodaß der Antrieb nach verschiedenen Seiten hin erfolgen kann. Bei diesem Göpel gehen also die Zugthiere unter dem Riemenantrieb hinweg.

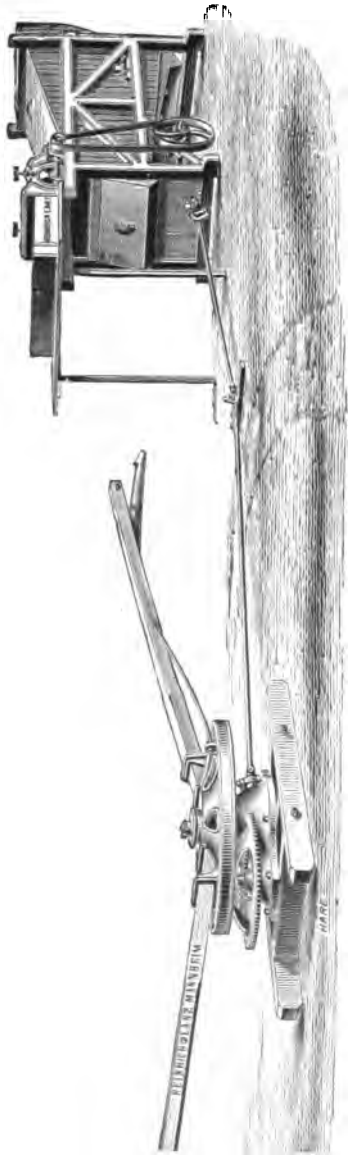


Fig. 94.

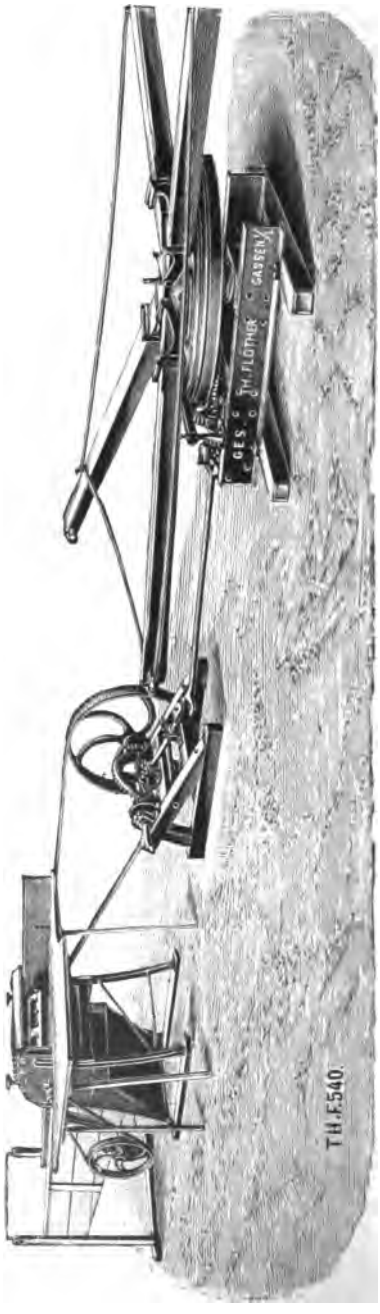


Fig. 95.

Diese Göpel werden auch mit zwei Vorgelegen gebaut. In diesem Falle ist die Riemenscheibe wagerecht auf der senkrechten Welle direkt befestigt und der Kegelräderantrieb fehlt.

Ueber den Betrieb von Göpeln sagt Lueger*), es sei eine sichere und wagerechte Aufstellung des Göpels nothwendig. Zur Schonung des Göpels, wie der Thiere soll ein federnder Anzug vorgesehen sein. Die Bahn für die Zugthiere muß fest und eben sein. Die Geschwindigkeit bei Pferdebetrieb kann 50—60 m in der Minute, bei Ochsenbetrieb 30—35 m in der Minute sein.

Zur Veranschaulichung des Göpelbetriebes sind nachstehende zwei Dreschmaschinen-Anlagen zur Darstellung gebracht. Bei der Anlage Fig. 94 erfolgt der Antrieb der Dreschmaschinen durch einen Glockengöpel nach Heinrich Lanz in Mannheim. Die Drehbewegung des Göpels wird durch die wagerecht gelagerte Antriebswelle auf die Dreschmaschine direkt übertragen. Die Antriebswelle besteht aus eisernen Stängen, die mittelst eines Universalgelenkes zusammen gekuppelt sind, wie ein solches I. Band in Fig. 737 und 738 dargestellt ist.

Bei der Dreschmaschinen-Anlage, welche Fig. 95 wiedergiebt, erfolgt der Antrieb durch einen Glockengöpel der Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei vorm. Th. Flöther in Gassen. Die Bewegung wird aber nicht direkt auf die Dreschmaschine übertragen, sondern zunächst auf ein Vorgelege, das zwischen dem Göpel und der Dreschmaschine auf einem besonderen Bock aufgebaut ist. Erst von diesem Vorgelege wird die Dreschmaschine mittelst Riemen angetrieben. Diese Anordnung gestattet es auch, die Dreschmaschine in einer Ebene aufzustellen, die beliebig höher liegt, als die Rennbahn der Zugthiere.

---

*) Lueger: „Lexikon der gesammten Technik IV."

Wassermotoren.

Die als Wassermotoren oder als hydraulische Motoren (vom griechischen hydor = Wasser) bezeichneten Kraftmaschinen dienen zur Aufnahme und Fortpflanzung der Kräfte des fließenden Wassers. Diese Kraftmaschinen müssen also so gebaut sein, daß sie das Arbeitsvermögen des fließenden Wassers, welches aus Bächen, Teichen, Flüssen oder Seeen entnommen wird, zu einem möglichst großen Theile für technische Zwecke nutzbar machen. Die Kraftmaschinen, welche hierher gehören, lassen sich eintheilen in:

Wasserräder,
Turbinen und
Wassersäulenmaschinen.

Das fließende Wasser wird diesen Kraftmaschinen an einer gewissen Stelle zugeführt und an einer anderen fließt es aus ihnen ab. Das zugeführte Wasser bezeichnet man als das Aufschlagwasser.

Je nach der Menge des Aufschlagwassers und je nach der Höhe seines Gefälles ist das Arbeitsvermögen des fließenden Wassers ein größeres oder kleineres. Die Zuleitung des Wassers zu den Kraftmaschinen geschieht durch einen Kanal oder eine Röhrenleitung.

Es wirkt dabei das Wasser entweder durch seine lebendige Kraft oder durch sein Gewicht, also durch seine Schwere. Die lebendige Kraft des fließenden Wassers wird in den Wassermotoren mit einem geringeren Nutzeffekt ausgenutzt als sein Gewicht. In letzterem Falle kommt die Menge des Aufschlagwassers, welches dem Motor zugeführt wird, und seine Fallhöhe, das sogenannte Gefälle, in Betracht. Obgleich auf dem Nutzeffekt beide, sowohl die Menge des Wassers als auch seine Fallhöhe den gleichen Einfluß haben*), so ist es dennoch praktischer, Anlagen mit möglichst großer Fallhöhe und kleiner Wassermenge zu wählen.

---

*) Ist v = mittlere Geschwindigkeit eines Stromes,
Q = Querschnitt der fließenden Wassermenge,
G = Gewicht des wirkenden Wassers,
γ = Gewicht eines Kubikmeter Wassers = 1000 kg,
so ist der absolute Nutzeffekt des fließenden Wassers:

$$E = G\,\frac{v^2}{2g} = \gamma\,Q\,\frac{v^2}{2g} = 1000\,Q\,\frac{v^2}{2g},$$

Von dem Arbeitsvermögen, welches das Aufschlagwasser den Wassermotoren ertheilt, kann nur ein Theil nutzbar gemacht werden. Gewisse Verluste dieses Arbeitsvermögens sind unvermeidlich.

1. Der Verlust, welcher dadurch entsteht, daß nicht alles Wasser, welches den Wassermotoren zugeführt wird, zur Wirkung kommt, daß also ein Theil des zugeführten Wassers verloren geht.

2. Der Verlust, welcher dadurch entsteht, daß die Maschinentheile dem einströmenden Wasser einen Widerstand entgegen setzen und seine Bewegung hemmen oder seinem Stoß entgegen wirken.

3. Der Verlust, welcher dadurch entsteht, daß nicht die ganze lebendige Kraft in dem Wassermotor ausgenutzt werden kann, weil das Wasser auch noch beim Verlassen der Maschine eine gewisse lebendige Kraft haben muß.

4. Der Verlust, welcher verursacht wird durch die Reibung des Wassers innerhalb der Maschine und welcher um so größer wird, je öfter das Wasser beim Durchfließen durch die Maschine seine Richtung ändern, oder Querschnitt von abweichender Form durchziehen muß.

5. Der Verlust, welcher durch die Reibungswiderstände der Maschine selbst hervorgerufen wird, also durch den Widerstand, welchen die Luft der Bewegung der Maschinentheile entgegensetzt und durch die Reibung der festen Maschinentheile gegeneinander.

Die Wassermotoren werden so aufgestellt, daß das zu ihrem Betrieb erforderliche Wasser an einem höheren Punkte angesammelt und der Maschine zugeführt wird, während das verbrauchte Wasser, nachdem es die Maschine verlassen hat, an einem tiefer gelegenen Punkte dem natürlichen Wasserlauf wieder zugeführt wird. Es ist sonach bei der Anlage von Wassermotoren nicht nur die Aufstellung eines Wassermotors erforderlich, sondern auch die Anlage von Wasserbauten, und zwar:

Wehrbauten,
Kanalbauten,
Rohrleitungen.

Unter Wehrbauten bezeichnen wir Stauvorrichtungen, die quer durch das Flußbett angelegt werden.

Meistens benutzt man bei Flüssen die Stauung des Wassers mittelst eines Wehres und gleichzeitig seine Ableitung durch einen Kanal. Da die Wassermengen in einem Flußbett sehr großen Schwankungen unterworfen sein können, so zieht man es vor, auch dort, wo man nur den Kanal benutzen will, um den Wassermotor mit Wasser zu versehen, ein Wehr anzuwenden. Dadurch kann man das Wasser an der Einmündung des Kanals auf einer möglichst gleichen Höhe erhalten.

---

und in Pferdestärken: $N = \frac{1000\,Q}{75}\,\frac{v^2}{2g}$.

Wirkt das Wasser aber durch sein Gewicht und ist

H = Fallhöhe des Wassers = Gefälle,

so ist der absolute Nutzeffekt des fallenden Wassers:

$$E = G\,H = \gamma\,Q\,H = 1000\,Q\,H,$$

und in Pferdestärken: $N = \frac{1000}{75}\,Q\,H.$

Man unterscheidet:

1. Den Zufluß-Kanal oder Oberwassergraben, in welchem das Wasse dem natürlichen Wasserlauf abgezweigt und durch welchen es als Aufschlagwasse dem Motor zugeführt wird.

2. Den Abfluß-Kanal oder Unterwassergraben, durch welchen das vo dem Motor abfließende Wasser dem natürlichen Wasserlauf wieder zugeführt wird

3. Der Freilauf oder der Land-Kanal auch Freifall oder Freifluthe genannt, durch welchen das Aufschlagwasser abgeleitet werden kann, wenn de Motor zeitweise außer Betrieb kommt oder zuviel Wasser dem Kanal zufließ Zweckmäßig werden zwei derartige Landkanäle angebracht, und zwar einer bei Wehr und der zweite in unmittelbarer Nähe des Motors.

4. Die Einlaß-Schleuse, welche vor der Einmündung des Zuflußkanal angeordnet ist und zur Abhaltung des Aufschlagwassers dient. Sie ist wie jed Schleuse eine bewegliche Scheidewand zwischen einem höheren und einem tiefe liegenden Wasserspiegel.

5. Die Freifall-Schütze, auch Freilauf-Schütze oder Fluther-Schütz genannt, welche zum Abschluß des Freilaufs gegen den Kanal hin dient.

In Fig. 96 ist die allgemeine Anordnung einer Wasserkraft-Anlage wieder gegeben, bei welcher die vorbesprochenen einzelnen Theile einer solchen Anlage zu

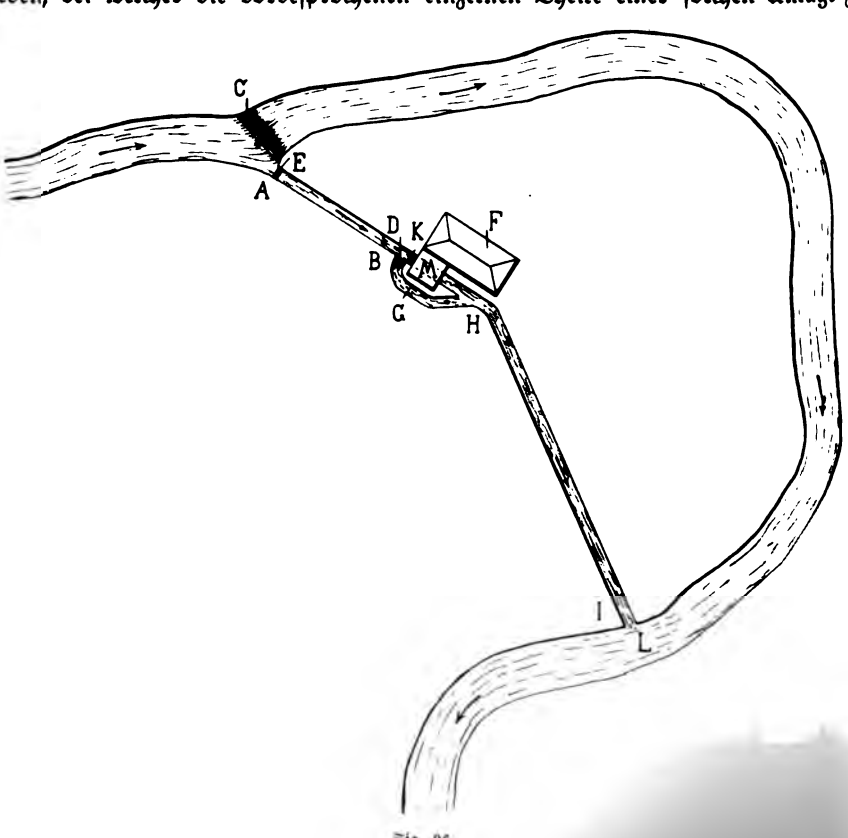


Fig. 96.

Darstellung gebracht sind. Um das Gefälle des Flusses auf der ganzen Strecke zwischen C und L ausnutzen zu können, soll die Fabrik F innerhalb einer größeren Flußwindung errichtet werden. Man staut zu diesem Zweck das Wasser des Flusses bei C durch ein Wehr an, führt es durch den Oberwassergraben A B dem Wassermotor zu, der bei M in dem Maschinenhaus aufgestellt ist. Das verbrauchte Wasser läßt man durch den Unterwassergraben H J bei L in den Fluß zurücklaufen. An der Stelle, wo der Oberwassergraben von dem Fluß abzweigt, wird eine Einlaßschleuse E eingebaut, mit deren Hilfe die Menge des Wassers geregelt werden kann, welche in den Kanal geleitet werden soll, mittelst welcher aber auch der Zufluß zum Kanal gänzlich abgesperrt werden kann.

Unmittelbar vor dem Wassermotor wird bei K ein sogenannter Rechen in den Oberwassergraben quer eingebaut. Er dient dazu, alle gröberen Unreinlichkeiten von dem Wassermotor fern zu halten.

Es ist aber auch wichtig, daß man das Wasser aus dem Oberwassergraben direkt ableiten kann, ohne daß es durch die Maschine geht, damit man in der Lage ist, die Maschine anzuhalten und für Reparaturen zugänglich zu machen. Zu diesem Zwecke wird der Oberwassergraben mit dem Unterwassergraben durch ein Kanalstück G verbunden, welches als Freilauf oder Freifluther bezeichnet wird. Diesen jeder Zeit abzustellen oder mit dem Oberwassergraben zu verbinden, dient die Freifallschütze, Freilaufschütze oder Flutherschütze bei D.

Wir wollen nun nachstehend die einzelnen Theile einer solchen Wasserkraft-Anlage näher besprechen.

Die Wehre.

Wir unterscheiden drei Arten Wehre:

Grundwehre,
Ueberfallwehre,
Schleusenwehre.

Das Grundwehr ist so angelegt, daß es jederzeit unter dem eigentlichen Wasserspiegel steht. Das Ueberfallwehr wird höher angelegt als die ursprüngliche Wasserfläche und staut deshalb auch das Wasser auf eine größere Strecke an. Bei diesen beiden Wehren aber fließt das Wasser frei über die höchste Stelle des Wehres hinweg. Anders bei dem Schleusenwehr. Dieses ist so hoch angelegt, daß das Wasser über die Kappe des Wehres nicht hinweg fließen kann. Es ist aber ein Durchlaß in dem Wehrdamm angeordnet, welcher mittelst einer Schleuse vergrößert oder verkleinert werden kann.

Die beiden erst genannten Wehre benutzt man, wenn man das Wasser zum Eintritt in einen Kanal zwingen will, der unmittelbar oberhalb des Wehres abzweigt. Ein Schleusenwehr benutzt man, wenn man dem Wasser eine größere Geschwindigkeit geben und den Wassermotor unmittelbar vor das Wehr aufstellen will. Meistens wendet man ein Ueberfallwehr und ein Schleusenwehr gleichzeitig

an. Hat man sich über die Art des Wehres entschieden, so muß man seine Länge und Höhe bestimmen. Dabei ist der höchste und der niedrigste Wasserstand von Bedeutung.

Fig. 97.

Das kürzeste Wehr ist das gerade Wehr — Fig. 97 — welches quer durch das Flußbett und rechtwinkelig zu seinen Ufern angelegt wird. Mit Rücksicht auf die Schwankung der Wassermenge benutzt man aber häufig das schräge Wehr — Fig. 98 — welches, wie sein Name sagt, schräg durch das Flußbett verläuft. Bei diesem Wehr wird das Wasser in der Richtung der Pfeile über das Wehr fallen und namentlich auf das eine der Ufer sich ergießen. Ist Gefahr vorhanden, daß dieses Ufer zu schnell ausgewaschen wird, so wählt man das gebrochene Wehr — Fig. 99 — oder das gebogene Wehr — Fig. 100. Soll endlich mit Rücksicht auf sehr große Schwankung des Wasserspiegels ein möglichst langes Wehr angelegt werden, so wird das Wehr, wie Fig. 101 zeigt, längs der Flußrichtung eingebaut und durch gerade Wehrstücke mit den Ufern verbunden. Die eingezeichneten Pfeile lassen die Richtung erkennen, in welcher das Wasser sich über das Wehr ergießt.

Fig. 98.

Fig. 99.

Fig. 100.

Fig. 101.

Ist es nicht nothwendig, daß man die ganze Breite des Flusses aufstaut, so ordnet man die sogenannten leichten Wehre an. Sie kommen namentlich bei breiten Flüssen in Betracht, bei denen ein Theil des Flusses für die Schifffahrt offen gehalten werden muß. Im Gegensatz zu diesen Wehren bezeichnet man die Wehre, welche über die ganze Breite des Flusses reichen, als dichte Wehre.

Mit der Stauung des Wassers durch die Wehre ist sowohl eine Erhöhung des Wasserspiegels, als eine Verminderung der Wassergeschwindigkeit oberhalb des Wehres verbunden. Es ist wichtig festzustellen, bis auf welche Entfernung das Wasser rückwärts gestaut wird, und zwar nicht nur deshalb, weil durch solche Stauungen Ueberschwemmungen hervorgerufen werden können, sondern auch deswegen, weil durch eine übermäßige Stauung andere Wassermotore, welche oberhalb des Wehres angelegt sind, durch Verlust an Gefälle in ihrer Arbeitsleistung geschädigt werden können.

Das Wasser, welches sich über die Wehre ergießt, nimmt durch seinen Fall eine wirbelnde Bewegung an. Hierdurch würde das Flußbett unterhalb des Wehres schnell ausgewaschen werden, wenn man es nicht durch Pflasterung schützte. Auch sonst ist dem Bau eines Wehres eine möglichst große Aufmerksamkeit zu widmen. Es muß vor allem so gebaut sein, daß es von dem Wasser nicht unterwaschen oder seitwärts vom Wasser umgangen werden kann.

Was den Bau des Wehres im Besonderen anlangt, so entspricht sein Querschnitt der Form eines Fünfeckes mit abgerundeten Ecken, wie dies Fig. 102

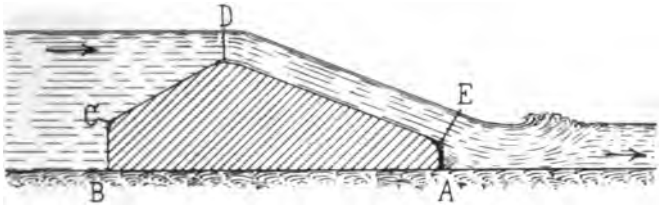


Fig. 102.

erkennen läßt. Die Strecke AB wird die Sohle genannt, die Strecke BC, welche gegen den Strom gerichtet ist, bezeichnet man als die Brust des Wehres. An dem oberen Theil, der Decke, unterscheiden wir die Strecke CD als Vordecke, die Strecke DE als Abschlußdecke, während die obere Kante bei D als Kappe, Ueberfallschwelle, Sattel oder Wehrbaum bezeichnet wird; endlich wird die Strecke CDE der Rücken des Wehres genannt.

Ein Grundwehr oder unvollkommenes Ueberfallwehr ist in Fig. 103 dargestellt. Wir wissen bereits, daß unter Grundwehr ein Wehr verstanden wird,

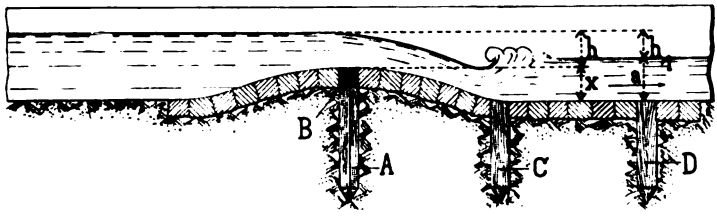


Fig. 103.

dessen Sattel stets unter dem Wasser steht*), welches also so tief gebaut ist, daß der Unterwasserspiegel noch über den Sattel hinweg reicht. Die Tiefe des Unterwassers ist in der Darstellung durch a bezeichnet, die Druckhöhe des Wassers,

*) Weisbach: „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2."

Da bei dem unvollkommenen Ueberfallwehr die Wasserhöhe h — Fig. 103 — über der Wehrkrone größer als die Stauhöhe h_1 ist, fließt das Wasser oberhalb a nur frei aus, während das Wasser unterhalb h_1 bis zur Wehrkrone unter dem Druck der Stauhöhe steht.

Man erhält nun die durch h_1 fließende Wassermenge aus

$$Q_1 = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} \left[(h_1 + k)^{3/2} - k^{3/2}\right]$$

und die durch $h - h_1$ strömende Wassermenge aus

$$Q_2 = \mu b (h - h_1) \sqrt{2g} (h_1 + k)^{1/2},$$

worin noch $\mu = 0{,}80$,

b = Breite des Wehres,

k = die der Geschwindigkeit c des ankommenden Wassers entsprechende Geschwindigkeitshöhe $\frac{c^2}{2g}$ bedeutet.

d. h. die Höhe des Wasserspiegels oberhalb des Sattels mit h, die Stauhöhe mit h_1 und die Höhe des Wehres selbst mit x.

Zum Aufbau des Wehres ist quer durch den Fluß eine Pfahlreihe A eingerammt, und es sind die Pfähle durch eine Spundwand mit einander verbunden, damit das Wasser das Wehr nicht unterspülen kann. Diese Spundwand ist durch die Ueberfallschwelle B abgedeckt. Der ganze Wehrrücken ist im Uebrigen mit großen Steinen abgepflastert, zu dessen Schutz auf der Rückenseite des Wehres, wo das Wasser wieder in die Tiefe stürzt, dem sogenannten Sturzbett, zwei Reihen von Pfählen bei C und bei D eingerammt sind.

Ein vollkommenes Ueberfallwehr zeigt Fig. 104. Die Sohle desselben ist auf einem sogenannten Pfahlrost gegründet, welcher aus einem Holzeinbau

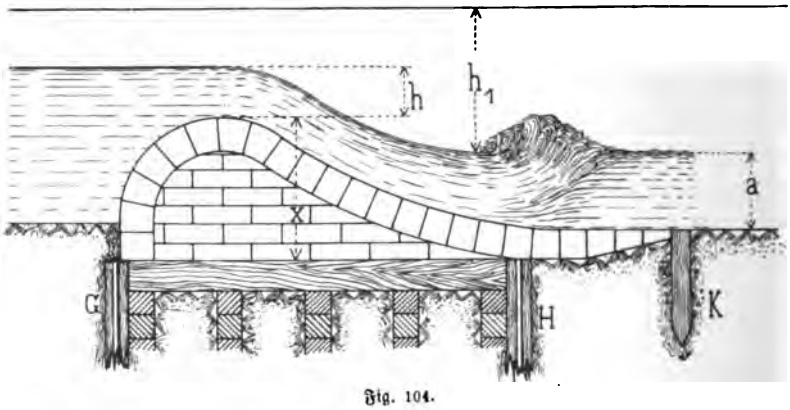


Fig. 104.

besteht, der an seinen beiden Enden bei G und H durch Spundwände gegen Eindringen von Wasser gesichert ist. Das Wehr selbst ist aus Steinen aufgemauert und seine Decke mit großen Steinen abgepflastert. Besonders wichtig ist eine derartige Abpflasterung für den Rücken des Wehres, weil es dort am meisten der

---

Das ganze Abflußquantum ist folglich $Q_1 + Q_2$ oder

$$Q = \mu\, b \sqrt{2g} \left\{ \frac{2}{3} \left[(h_1 + k)^{3/2} - k^{3/2} \right] + (h - h_1)\,(h_1 + k)^{1/2} \right\}.$$

Aus dem Wasserquantum Q und der Stauhöhe h_1 folgt nun die Höhe des oberen Wasserspiegels über der Wehrkrone:

$$h = h_1 + \frac{Q}{\mu\, b \sqrt{2g}\,(h_1 + k)} - \frac{2}{3} \frac{(h_1 + k)^{3/2} - k^{3/2}}{(h_1 + k)^{1/2}},$$

woraus sich eine Wehrhöhe von

$$x = a + h_1 - h$$

ergiebt.

Für kleinere Werthe von k kann man aber einfacher setzen für die Wehrhöhe:

$$x = a + \frac{2}{3} h_1 - \frac{Q}{\mu\, b \sqrt{2g\, h_1}}.$$

Ist die Wehrkrone kreisbogenförmig, so muß man stets statt b die Bogenlänge der Wehrkrone einführen und in

$$k = \frac{c^2}{2g}, \quad c = \frac{Q}{b\,(a + h_1)}$$ setzen.

Gefahr ausgesetzt ist, durch das überfallende Wasser ausgewaschen zu werden. Die äußersten Steine stützen sich deshalb gegen eine Reihe von Pfählen K.

Ein hölzernes Wehr ist in Fig. 105 dargestellt. Die Wehrschwelle B stützt sich auf eine Reihe übereinander geschichteter Balken, welche zwischen zwei

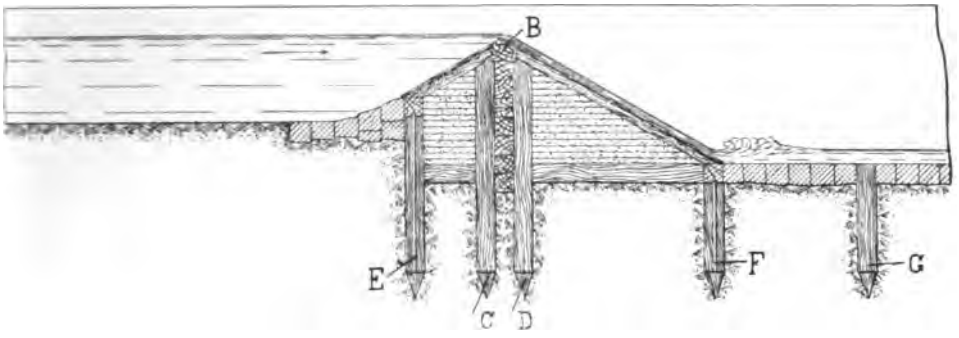


Fig. 105.

Reihen von Pfählen C und D eingebaut sind. Brust und Rücken des Wehres werden von den Spundwänden E und F begrenzt. Diese sind durch Balken abgedeckt und durch Streben mit der Wehrschwelle B verbunden. Der ganze Wehrkörper ist mit Bohlen bekleidet, welche auf den Streben befestigt sind. Die Brust des Wehres sowohl als das Sturzbett wird mit Steinen abgepflastert und das Pflaster an letzter Stelle durch eine Reihe von Pfählen bei G gestützt.*)

Ein Schleusenwehr ist in Fig. 106 im Längsschnitt und in Fig. 107 in der Vorderansicht wiedergegeben. Die Decke desselben ist in gleicher Weise von

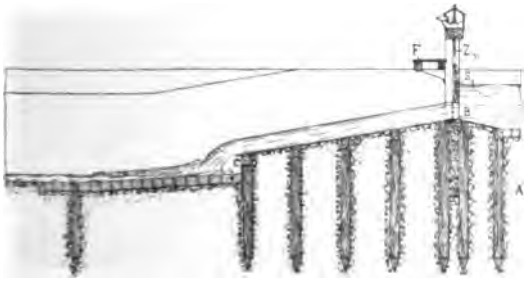


Fig. 106.

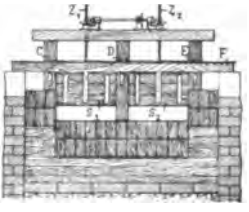


Fig. 107.

Holz hergestellt, wie bei dem vorgenannten Wehr. Vor der Brust ist bei A eine Spundwand angeordnet, um der Unterspülung des Wehres durch das Wasser vorzubeugen. Bei diesem Wehr fällt der Rücken bei C senkrecht ab. Der Bohlen-

*) Nach Weisbach: „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2" ergiebt sich die Wassermenge des Ueberfalles für ein vollkommenes Ueberfallwehr aus

$$Q = \frac{2}{3}\,\mu\, b\, \sqrt{2\,g}\,[(h+k)^{3/2} - k^{3/2}].$$

belag der Decke ragt ſogar noch über den Rücken hinaus. Vor der Bruſt und hinter dem Rücken des Wehres iſt das Flußbett mit großen Steinen abgepflaſtert.

Zum Abſtellen des Waſſers oder zur Regelung der durchfließenden Waſſermenge ſind direkt über der Ueberfallſchwelle B die beiden Schützen S_1 und S_2 vorgeſehen, welche aus mehreren zuſammengereihten Bohlen beſtehen, die ſich an den Balkenrahmen C, D und E führen und an ihnen hoch gezogen werden können. Zum Aufziehen der Schützen ſind dieſelben hier mit den Schraubenſpindeln Z_1 und Z_2 ausgerüſtet, welche durch irgend einen Antriebmechanismus in Bewegung geſetzt werden. Zu dem gleichen Zweck werden auch die Schützen mit Zahnſtangen verſehen oder mit Ketten, welch letztere auf einer Walze aufgewickelt werden, um die Schützen hoch zu ziehen. Damit der Bewegungsmechanismus leicht zugänglich iſt, wird längs des Wehres eine Brücke F angebracht.*)

Das Schleuſenwehr kommt meiſtens dann zur Anwendung, wenn der Waſſerzufluß eines Kanals geregelt werden ſoll. Für Flüſſe, bei denen der Waſſerſtand ſtark wechſelt, wird das Ueberfallwehr und das Schleuſenwehr gleichzeitig angewendet. Erſteres wird alsdann über die ganze Breite des Fluſſes hinweg geführt, während das letztere nur einen kleinen Theil der Breite einnimmt. Steigt das Waſſer bedeutend, ſo ergießt es ſich über das Wehr hinweg; fällt es zu ſtark, ſo kann man mittelſt des Schleuſenwehres je nach dem Kraftbedarf den Zufluß des Waſſers nach dem Kanal hin regeln.

Es giebt auch ſogenannte **bewegliche Wehre**, bei denen die Ueberfallſchwelle nach Bedürfniß höher oder niedriger gebracht werden kann, je nachdem Hoch- oder Niederwaſſer iſt. Solche Wehre ſind entweder **Balkenwehre**, die aus einer Wand von loſe übereinander geordneten Balken beſtehen, oder **Nadelwehre**, bei denen dieſe Wand durch aufrecht ſtehende Pfoſten, den ſogenannten **Nadeln**, gebildet wird. Die beweglichen Wehre ſollen namentlich verhindern, daß bei Hochwaſſer eine Ueberſchwemmung eintreten kann. Sie ſind deshalb meiſtens mit Schützen verſehen, welche ſich bei höherem Waſſerſtand von ſelbſt öffnen und bei niederem von ſelbſt wieder ſchließen.

Iſt Q bekannt, ſo folgt die Druckhöhe h zu

$$h = \left(\frac{\frac{3}{2} Q}{\mu b \sqrt{2g}} + k^{\frac{3}{2}} \right)^{\frac{2}{3}} - k.$$

Die Wehrhöhe ergiebt ſich dann zu

$$x = a + h_1 - h.$$

Bei etwas hoher Aufſtauung, wo x mindeſtens 0,6 m beträgt, kann man die Geſchwindigkeitshöhe k des ankommenden Waſſers unbeachtet laſſen und daher

$$x = a + h_1 - \left(\frac{\frac{3}{2} Q}{\mu b \sqrt{2g}} \right)^{\frac{2}{3}}$$

ſetzen, mit $\mu = 0{,}80$.

*) Zur Berechnung der Stauhöhe bei Durchläſſen, wie Schleuſenwehre, ſiehe **Weisbach**: „Ingenieur- und Maſchinen-Mechanik II, 2.“

Kanäle.

Unter Kanälen verstehen wir offene Wasserleitungen. Die kleineren Kanäle bezeichnen wir auch als Gräben. Kanäle, wie Gräben werden aus Erde oder von Steinen gebildet. Sind die Kanäle aber so klein, daß ihr Bett aus Holz, Eisen oder Stein künstlich zusammengesetzt werden kann, dann werden sie Gerinne genannt.

Durch die Anlage eines Kanals ist uns die Möglichkeit gegeben, das Gefälle eines Wassers auszunutzen, auch wenn der Wassermotor in die Nähe einer Verkehrsstraße abseits vom Fluß aufgestellt werden muß. Wir unterscheiden den Zuflußkanal oder Oberwassergraben, welcher das Wasser dem Wassermotor zuführt, und den Abflußkanal, auch Unterwassergraben genannt, welcher das verbrauchte Wasser aufnimmt, um es wieder nach dem Flusse abzuleiten. Es ist stets zu empfehlen, wenn nicht besondere Gründe für eine andere Anordnung sprechen, den Oberwassergraben kurz und den Unterwassergraben lang zu machen. Redtenbacher*) giebt hierfür folgende Gründe an:

1. Bei kurzem Oberwassergraben ist die Einlaßschleuse in der Nähe der Fabrik und kann daher schnell und leicht bedient werden.

2. Im Oberwassergraben bildet sich leicht Grundeis, welches entfernt werden muß. Je länger aber der Oberwassergraben ist, desto mehr Mühe macht die Entfernung des Eises. Dagegen stört das Eis im Unterwassergraben nicht und bildet sich dort auch schwerer.

3. Bei langem Unterwassergraben wird das Wasser im Fluß sich weniger rückstauen und weniger leicht einen schädlichen Einfluß auf den Wirkungsgrad des Motors ausüben, als bei kurzem.

4. Wasserdichte Wände für einen Oberwassergraben herzustellen, diesen auch während des Winters dicht zu halten, ist gewöhnlich mit Schwierigkeiten verbunden. Von dem Unterwassergraben wird nicht verlangt, daß er wasserdicht sei; auch ist er viel leichter und billiger herzustellen.

5. Da gewöhnlich die Bodenfläche in der Kanalrichtung abfällt, so ist es billiger, den theueren Oberwasserkanal kurz zu halten, als den billigeren Unterwasserkanal.

Natürlich kann sich auch das Umgekehrte nothwendig erweisen. So kann beispielsweise in Gebirgen die Anlage bei einem langen Ober- und einem kurzen Unterwassergraben billiger werden, wenn man den Oberwassergraben aus den Bergabhängen fortleiten kann.

Die Wassergeschwindigkeit darf in einem Kanal nicht zu klein sein, damit der Kanal nicht verschlammt, andererseits aber auch nicht zu groß, damit das Kanalbett nicht zu schnell abgenutzt wird. So soll nach Weisbach**):

---

*) Redtenbacher: „Resultate des Maschinenbaues."

**) Weisbach: „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik."

die Wassergeschwindigkeit mindestens 0,16 bis 0,20 m bei Schlamm,
„ „ „ 0,4 m bei Sand sein.

Die Geschwindigkeit am Boden eines Kanals soll aber folgende Werthe nicht überschreiten, damit das Bett des Kanals nicht gefährdet wird:

0,080 m bei schlammigem Boden,
0,15 „ „ thonigem Boden,
0,3 „ „ sandigem Boden,
0,6 „ „ kiesigem Boden,
1,2 „ „ grobsteinigem Boden,
1,5 „ „ einem Boden von Conglomerat oder Schiefergestein,
1,8 „ „ „ „ „ geschichtetem Gestein,
3 „ „ „ „ „ hartem und ungeschichtetem Gestein.

Der Kanal wird als oberirdischer und als unterirdischer ausgeführt. Meistens werden die oberirdischen Kanäle in die Erdoberfläche eingeschnitten. Das Bett wird dann von natürlicher Erde, von Sandsteinen oder von Mauerwerk gebildet. Wird der Kanal aus Erde hergestellt, so muß man darauf achten, daß die Sohle von einem festen und widerstandsfähigen Material gemacht ist. Ein sandiger Boden soll mit einer Thonschicht von 20 bis 30 cm Dicke bedeckt werden.

Erdkanäle. Größere Kanäle, welche schiffbar gemacht werden sollen, werden als Erdkanäle hergestellt und direkt in die Erdoberfläche eingeschnitten. Man giebt solchen Kanälen einen trapezförmigen Querschnitt, wie Fig. 108 dies erkennen läßt, sodaß die Seitenwände des Kanals eine Böschung von 1 : 1 haben, wenn der Kanal in guter Erde liegt. Ist er aber in lockerer Erde oder in Sand eingeschnitten, so giebt man den Seitenwänden eine Böschung von 2 : 1. Bei kleineren Kanälen, welche in weicherem Boden eingeschnitten werden müssen, bedeckt man Boden und Seitenwände mit einer Thonschicht von 20—30 cm Dicke und legt dann womöglich noch die Seitenwände entsprechend Fig. 109 mit einer Steinlage aus. Die punktirte Linie deutet die ursprüngliche Gestalt des Bodens an, in welchen der Kanal eingeschnitten worden ist.

Fig. 108.

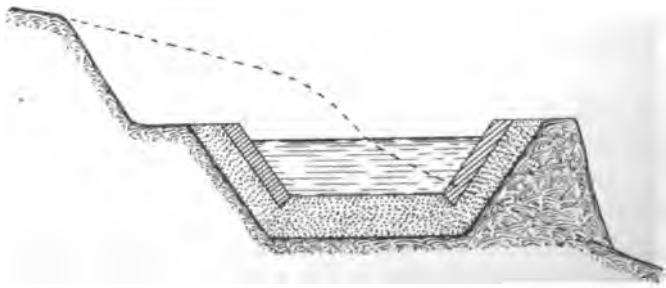


Fig. 109.

Gemauerte Kanäle. Eine geringere oder gar keine Böschung erhalten die gemauerten Kanäle. Werden sie in trockner Mauerung ausgeführt, d. h. durch lose auf einander gesetzte Steine, so pflegt man eine Böschung von 0,5 : 1 vorzusehen. Einen mit Mörtel aufgemauerten offenen Kanal stellt Fig. 110 dar, sein Querschnitt ist ein rechteckiger, er bedarf also keiner Böschung. Als unterirdischer Kanal wird namentlich der Abflußkanal oder Unterwassergraben hergestellt. Wird er aus Mauerwerk gebildet, so schließt man ihn durch eine Wölbung ab. Ein derartiger unterirdischer Kanal ist in Fig. 111 wiedergegeben, bei ihm ist auch die Sohle etwas nach unten gewölbt. Man wird dies namentlich dort thun, wo

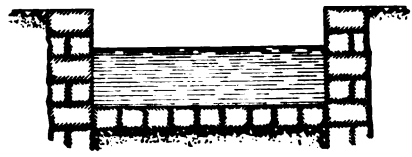


Fig. 110.

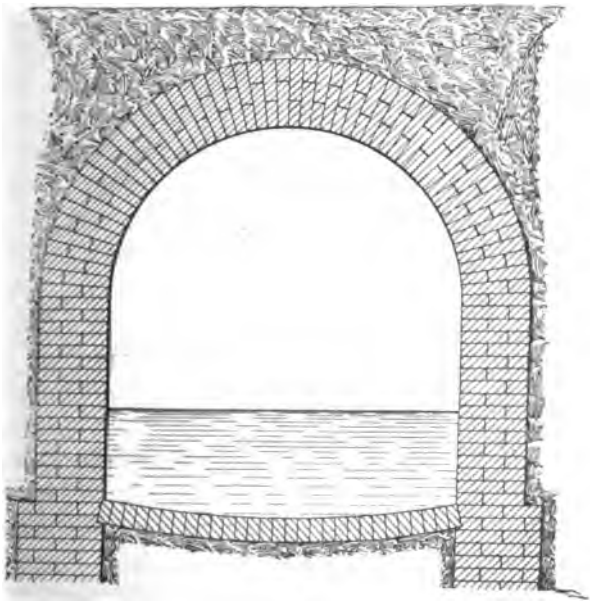


Fig. 111.

die Sohle in Folge von Grundwasser einem stark auftreibenden Druck von unten her ausgesetzt sein kann.

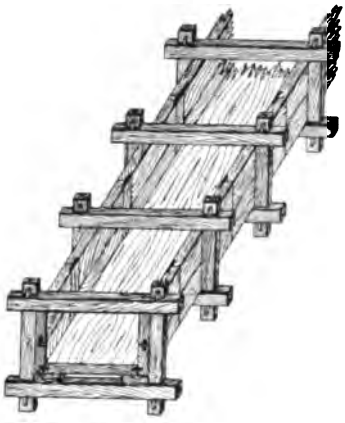


Fig. 112.

Holzgerinne. Eine künstlich zusammengesetzte offene Wasserleitung nennen wir **Gerinne** oder auch **Spundstück**. In Fig. 112 ist ein Stück eines derartigen hölzernen Gerinnes dargestellt. Es wird aus 60 mm starken Bohlen gebildet, die an den Fugen mittelst Nuth und Feder gedichtet sind. Die Wand des Gerinnes wird durch sogenannte **Geviere**, das sind Holzrahmen, welche aus vier starken Stielen bestehen, zusammengehalten. Die Holzrahmen werden in einer Entfernung von 1 bis 1,5 m angebracht.

Eiserne Gerinne. Meistens wird Gußeisen dazu benutzt. Die einzelnen Platten erhalten an ihrer Stoßfuge Flanschen, wie Fig. 113 zeigt, sodaß sie mittelst Schrauben zusammengefügt werden können. Die Fugen der Seitenwände und der Bodenplatten versetzt man gegen einander.

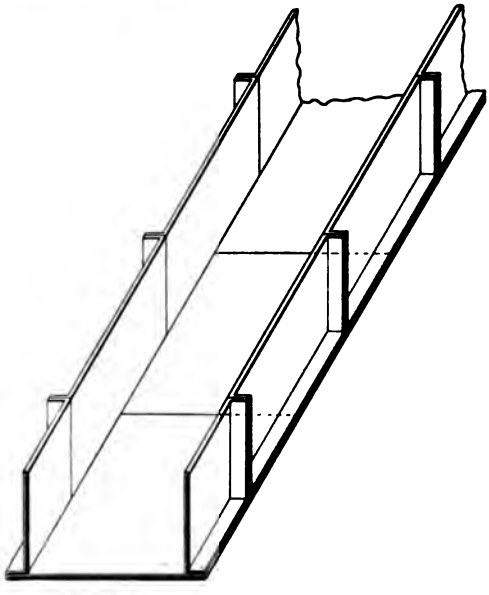


Fig. 113.

Bei sehr hohen Gefällen bietet die Anlage eines Kanals Schwierigkeiten, es wird alsdann zur Fortleitung des Wassers die **Rohrleitung** benutzt. Das Betriebswasser wird in einem solchen Falle in einen Sammelkasten geleitet und durch eine Rohrleitung dem Maschinenhause zugeführt. Man folgt dabei mit der Rohrleitung möglichst dem Gebirgszuge, kann mit ihr aber auch leicht Thäler und Flüsse überschreiten. Zur Rohrleitung werden größtentheils Blechröhren angewendet, nur die engeren Röhren stellt man aus Gußeisen her.

Ein Sammelkasten ist in Fig. 114 und 115 wiedergegeben, der Sammelkasten S_1 ist aus Holz. Durch eine Schütze wird er in zwei Theile getheilt, von denen der hintere Raum S dazu dient, Unreinlichkeiten des zufließenden Wassers anzusammeln. Der Kanal K ist an diesem Theil des Sammelkastens angeschlossen. An seiner Mündung wird ein Rechen R eingebaut, der dazu bestimmt ist, mitgeschwemmte größere Stücke fern zu halten. Die eiserne Rohrleitung L setzt sich mittelst eines trichterförmigen Rohrstückes F an den Sammelkasten S_1 an. Die Rohrleitung L wird auf dem Erdboden verlegt und, wo es

nöthig ist, durch Formstücke F unterstützt, so sind beispielsweise bei der dargestellten Rohrleitung die Formstücke F mit Füßen versehen, welche auf besonderen Fundamenten verankert sind, damit sie das Gewicht der schräg nach unten gelegten Oberleitung aufnehmen können. Die Formstücke werden größtentheils aus Guß-

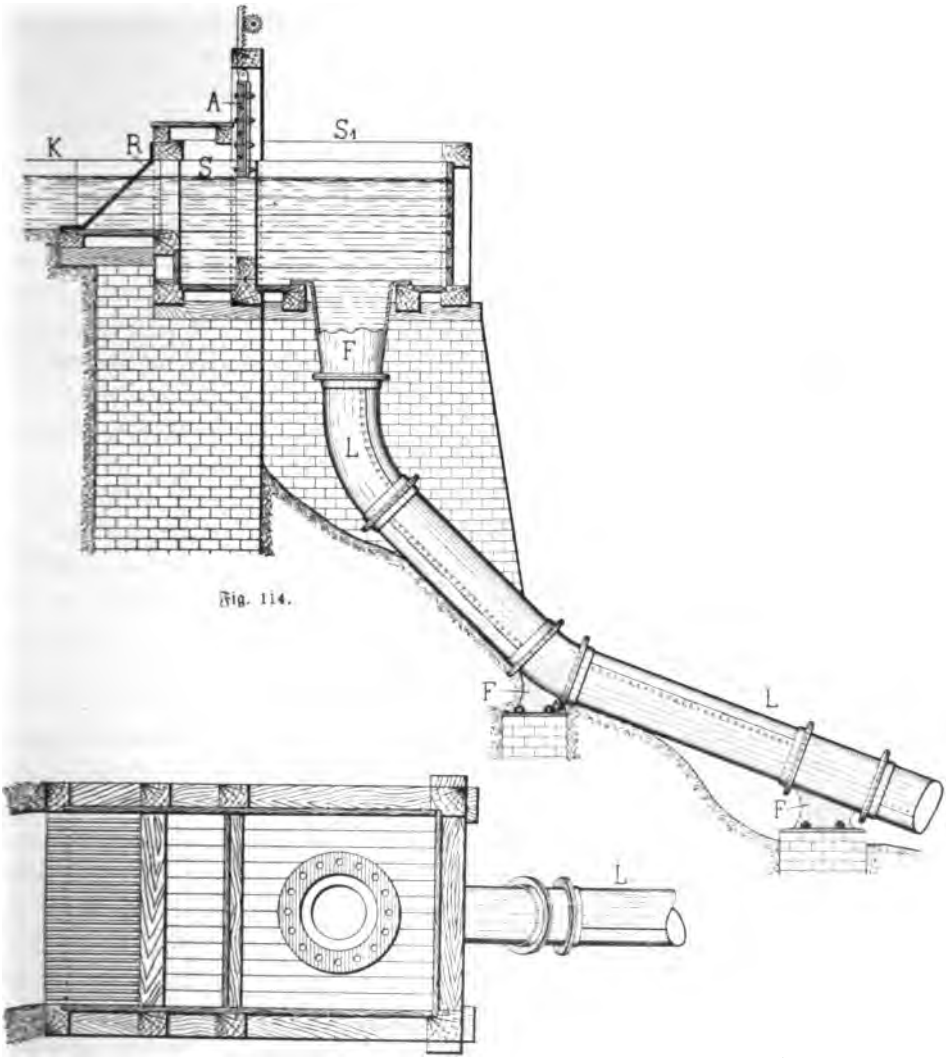


Fig. 114.

Fig. 115.

eisen gefertigt, die Rohre aus Blech zusammengenietet. Mit Rücksicht auf den Druck, dem eine derartige Oberleitung ausgesetzt ist, pflegt man die Flanschenverbindung zu wählen — I. Band, Seite 644.

Lage des Maschinenhauses. Wenn das Gefälle sehr groß ist und durch eine Oberleitung ausgenutzt wird, so ist es ziemlich einerlei, wie die Einführung

den Druck getrieben werden. In beiden Fällen wirkt also die lebendige Kraft des Wassers auf das Rad ein. Zugeführt wird das Wasser dem Rade, welches in einem sogenannten Schußgerinne hängt, durch eine Spannschütze.

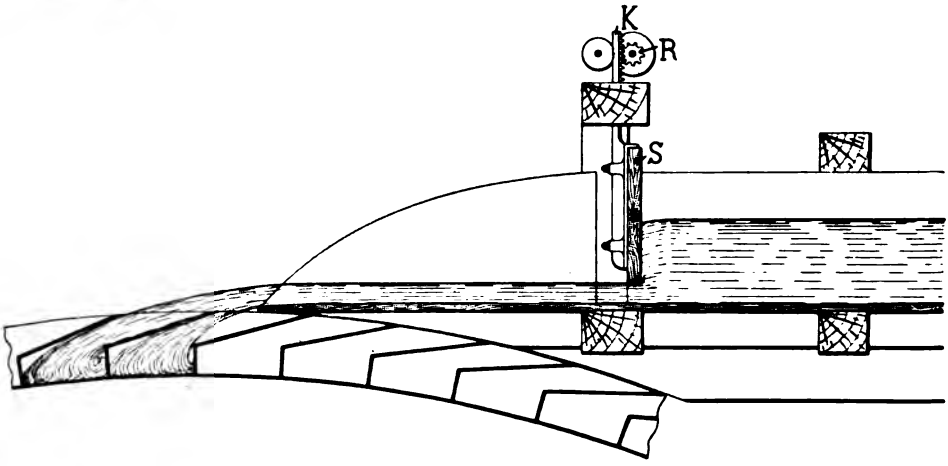


Fig. 116.

Diese Eintheilung läßt erkennen, daß die Art der Wasserzuführung von Bedeutung ist. Bald sind es die Spannschützen, bald die Ueberfallschützen und bald die Leitschaufel- oder Coulissenschützen, welche die Wasserzuführung zu den Wasserrädern zu reguliren haben.

Fig. 117.

Fig. 116 und 117 zeigen zwei Arten von Spannschützen. Bei beiden ist das Schutzbrett S nach oben verstellbar gemacht. Bei der Spannschütze Fig. 116 legt sich das Schutzbrett gegen die seitlichen Pfosten des Führungsrahmens. Es ist mit Zahnstangen versehen, welche mit Zahnrädern R in Eingriff stehen, durch deren Drehung das Schutzbrett an dem Führungsrahmen hoch gezogen wird. Bei der Spannschütze Fig. 117 ist das Schutzbrett S von Eisen an zwei Lenkerstangen L und L_1 gelenkartig angehängt und wird durch diese geführt, wenn es mittelst Zahnradantrieb oder dergl. auf und nieder bewegt werden soll. Stets wird bei der Spannschütze der untere Rand der Ausflußöffnung unverändert in derselben Höhe bleiben, der obere Rand der Ausflußöffnung aber, welcher durch die Unterkante des Schutzbrettes S gebildet wird, mit der Auf- und Niederbewegung des letzteren sich ändern. Die Spannschütze regulirt sonach nur die Menge des Aufschlagwassers, nicht aber seine Ausflußgeschwindigkeit; letztere wird vielmehr bei derselben von der Höhe des Oberwasserspiegels abhängig bleiben.

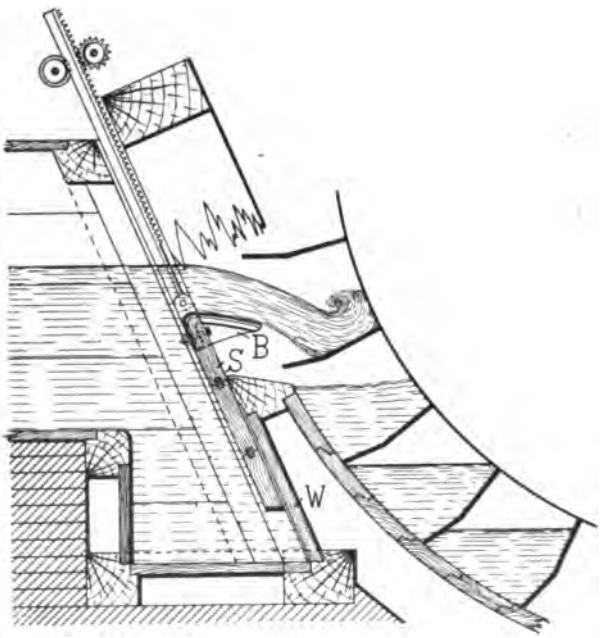


Fig. 118.

Bei der Ueberfallschütze, wie eine solche in Fig. 118 dargestellt ist, ist umgekehrt der untere Rand der Ausflußöffnung in seiner Höhenrichtung verstellbar gemacht. Es wird hier das Schutzbrett S zugleich mit der Ueberfallschwelle B versehen und mittelst Zahnstange oder dergl. auf und nieder bewegt. Das Schutzbrett stützt sich dabei gegen eine Brustwehr am vorderen Ende des Gerinnes. Mit dem Aufziehen und Niederlassen der Schütze wird aber die Höhe des Ueberfalles selbst, also das Gefälle und damit die Geschwindigkeit des Wassers geregelt, und zwar zugleich mit seiner Menge. Man ist also im Stande, mit Hilfe der Ueberfallschütze auch bei veränderlichen Höhen des Wassers im Oberwassergraben die Geschwindigkeit und die Menge des Aufschlagwassers gleichmäßig zu halten.

Eine Leitschaufel- oder Couliſſenschütze ist in Fig. 119 dargestellt. Sie soll dazu dienen, die Menge und die Geschwindigkeit des Wassers unabhängig von einander zu regeln. Besonders bei sehr veränderlichen Wasserständen im Oberwassergraben ist diese Schütze die vollkommenste. Die Ausflußöffnung dieser

Schützenvorrichtung wird von einer Anzahl übereinander angeordneter Leit
schaufeln L_1 bis L_5 gebildet, die in zwei seitlichen gußeisernen Wangen befestig
sind. Damit das ausfließende Wasser die vortheilhafteste Richtung bei seiner
Eintritt in das Rad erhält und möglichst ohne Stoß in die Radschaufeln gelang
haben die Leitschaufeln eine gekrümmte Form. Die ganze Reihe der übereinande

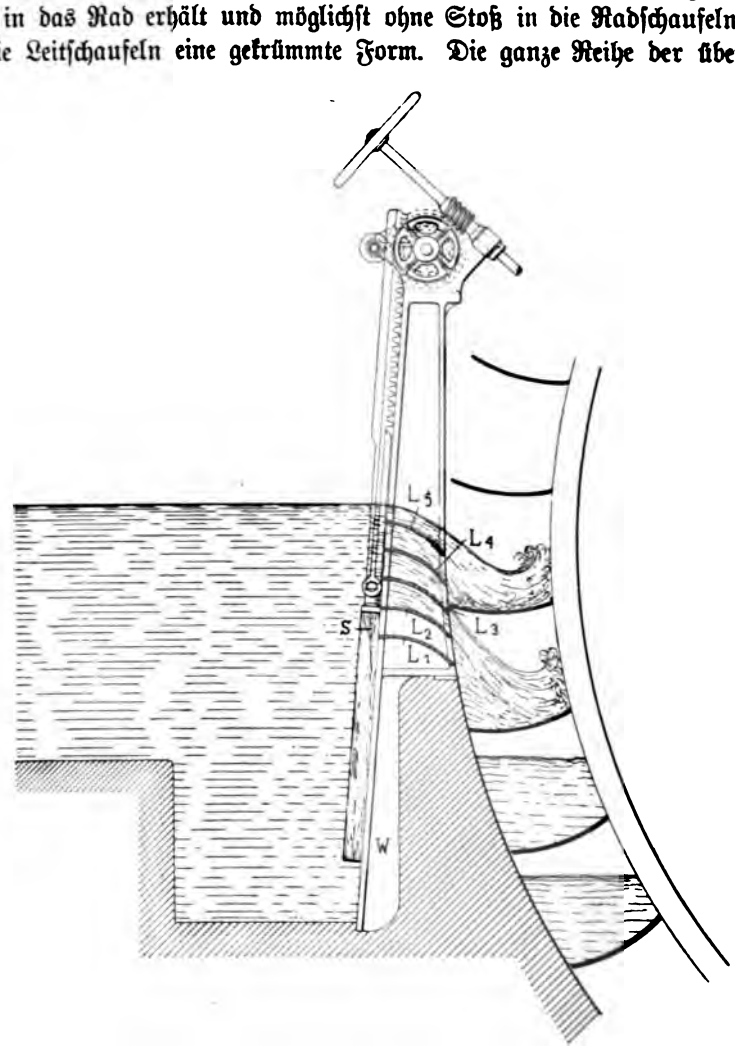


Fig. 119.

angeordneten Leitschaufeln wird von einem Schutzbrett S, welches vor der Ein
trittsöffnung der Schaufeln verschiebbar angeordnet ist, beherrscht. Letzteres
legt sich gegen die Brustwehr W und wird an dieser mittelst Zahnstangenantrieb
oder dergl. hoch gezogen. Um den Oberwasserspiegel stets gleich hoch halten zu
können, wird das Schutzbrett S hochgezogen, sodaß es, wie beispielsweise die Dar
stellung zeigt, die unterste Leitschaufel L_1 abdeckt oder auch mehrere Leitschaufeln

Die Coulissenschaufeln werden in der Regel nach einem Kreisbogen gekrümmt
Der tiefste Punkt der obersten Schaufel soll wenigstens 0,3 m tiefer liegen, al

der Oberwasserspiegel. Die Anzahl der Schaufeln hängt von der in der Sekunde hindurch fließenden Wassermenge ab. Ihre lichte Breite wird etwas kleiner genommen, als die Radbreite.

Bei der technischen Betrachtung der Wasserräder kommt es wie bei allen anderen Kraftmaschinen darauf an, den Wirkungsgrad kennen zu lernen und die Einflüsse, die den Wirkungsgrad verbessern oder verschlechtern.

Verlust an Wirkung bei dem Eintritt des Wassers in das Rad. Der wesentlichste Verlust dieser Art wird durch den Stoß des einfließenden Wasserstrahles erzeugt, sei es, daß er gegen eine Schaufel trifft, oder gegen das Wasser, welches sich in einem Schaufelraum angesammelt hat. Das einströmende Wasser behält eine gewisse Geschwindigkeit im Schaufelraum bei und erzeugt wirbelnde oder regelmäßig pendelnde Bewegungen. Die wirbelnde Bewegung ist störend und hat einen zitternden Gang des Rades zur Folge. Sie wird sich auch bei gleichmäßig gekrümmten Schaufeln mehr bemerkbar machen, als bei eckigen. Die erstere Schaufelart hat zugleich auch den Fehler, daß sie zu früh das Wasser entleert.

Außer durch den Stoß werden auch Wirkungsverluste durch die Art der Zuführung des Wassers entstehen. Es wird ferner bei Zellenrädern durch den Luftgehalt der Zellenräume ein Widerstand eintreten, wenn das einströmende Wasser die Luft in der Zelle ganz absperrt. Es kann dadurch ein Theil des Wassers wieder herausgeschleudert werden. Dieser Uebelstand läßt sich aber vermeiden, wenn man für die Luftabführung bei jeder Zelle Sorge trägt. Bei oberschlächtigen Wasserrädern kann man eine solche Entlüftungsvorrichtung nicht gut anbringen, weil durch die erforderliche Oeffnung auch das Wasser entweichen würde. Man hilft sich dadurch, daß man die Dicke und Breite des Wasserstrahles kleiner macht als die des Schaufelraumes.

Endlich ist an den Verlust zu denken, der durch Verspritzen des Wassers an der Einflußstelle hervorgerufen wird. Um ihn zu verringern, werden die Räder am Rande zugeschärft und die Breite des einfließenden Wasserstrahles etwas kleiner gehalten als die Radbreite.

Verlust an Wirkung beim Austritt des Wassers aus dem Rad. Beim Austritt des Wassers aus dem Rad entsteht ein Verlust an Wirkung sowohl dadurch, daß das Wasser das Rad mit einer gewissen Geschwindigkeit verlassen muß, welche also für die Ingangsetzung des Rades verloren geht, als auch dadurch, daß der Austrittspunkt des Wassers aus dem Rade in einer gewissen Höhe über dem Unterwasserspiegel liegt. Der erstere Verlust kann im Besonderen bei Zellenrädern von Bedeutung werden. Er ist um so kleiner, je mehr die Schaufeln nach dem Radumfang gestreckt sind, je kleiner die Kranzbreite des Rades, je kleiner die Theilung für die Schaufeln und je größer ihre Anzahl ist. Der letztere Verlust wird um so geringer, je näher das Rad über dem Unterwasserspiegel hängt. Immerhin muß die Berührung mit dem Unterwasserspiegel vermieden werden, damit nicht durch Rückstau des Wassers das Rad an seiner Drehung behindert wird.

Bei Wasserrädern, bei denen das Gerinne sich an dem Umfange des Rades näher anschließt und die Schaufeln in der Richtung des Halbmessers verlaufen,

kommt ein ähnlicher Wirkungsverluſt in Frage, indem ſich der Unterwaſſerſpiegel über die Oberfläche des Waſſers im unterſten Schaufelraum erhebt und dadurch dem Rade einen Widerſtand entgegenſetzt, der als das „Waten des Rades“ im Unterwaſſer bezeichnet wird. Um ihn zu vermeiden, pflegt man das Gerinne an der Uebergangsſtelle in dem Abflußkanal etwas abfallen zu laſſen. Dieſer Abfall darf aber nicht zu groß bemeſſen ſein; und es ſoll bei normalem Waſſerſtand der Radumfang den Unterwaſſerſpiegel berühren.

Verluſt an Wirkung während des Durchganges des Waſſers durch das Rad. Dieſer Verluſt kommt bei Zellenrädern nicht in Betracht, ſondern nur bei Kropfrädern und bei unterſchlächtigen Rädern.

Bei Kropfrädern wird der Verluſt verurſacht durch den Zwiſchenraum zwiſchen dem Gerinne, welches einen Theil des Radumfanges umſchließt und dem Rad. Durch dieſen Zwiſchenraum fließt das Waſſer mehr oder weniger von einem Schaufelraum zu dem andern über. Der Verluſt an lebendiger Kraft des Waſſers, welcher dadurch entſteht, wird naturgemäß um ſo kleiner ausfallen, je kleiner der Spielraum zwiſchen Rad und Gerinne iſt, je enger die Schaufeln ſtehen und je größer die Umfangsgeſchwindigkeit des Rades iſt.

Bei den unterſchlächtigen Rädern wird der Verluſt nicht nur durch den Spielraum verurſacht, welchen das Rad im Gerinne hat, ſondern auch dadurch, daß das in den Radkranz eingefloſſene Waſſer zum Theil das Rad wieder verläßt, bevor es zur Stoßwirkung gegen die Schaufeln gelangt iſt. Dieſer Verluſt iſt um ſo geringer, je mehr Schaufeln gleichzeitig in das Waſſer eintauchen, je kleiner die Umfangsgeſchwindigkeit des Rades iſt, und je geringer der Zwiſchenraum zwiſchen Radumfang und Gerinne iſt.

Anderweitige Wirkungsverluſte. Außer dem vorgenannten Hauptverluſte ſind noch zu berückſichtigen:

Der Verluſt, welcher durch den Widerſtand der Luft gegen die ſich drehenden Theile des Waſſerrades hervorgerufen wird, und der Reibungsverluſt, welcher durch Drehung der Wellenzapfen in ihren Lagern entſteht. Für die Kropfräder im Beſonderen iſt der Verluſt, welcher durch die Reibung des Waſſers an der cylindriſchen Wandung des Kropfgerinnes entſteht, und der Widerſtand, der durch Eintauchen der Räder in das Waſſer ihrer Drehung entgegenwirkt. Dieſer Verluſt durch die Adhäſion (vom lateiniſchen: adhäsio = anhangen, anhaften) des Waſſers am Rade iſt um ſo größer, je älter das Rad und je mehr es mit Moos bedeckt iſt; er verringert ſich mit der ſteigenden Umfangsgeſchwindigkeit des Rades und mit abnehmendem Waſſergefälle.

Endlich iſt noch an den Verluſt zu erinnern, welcher durch die unvollkommene Steifigkeit des Radbaues entſtehen kann.

Der Wirkungsgrad oder das Güteverhältniß eines Waſſermotors giebt das Verhältniß an zwiſchen der durch ihn nutzbar gemachten Wirkung und der geſammten Leiſtung, welche in der Waſſermenge enthalten iſt. Durch alle vorgenannten Verluſte wird der Wirkungsgrad der Waſſerräder nicht unweſentlich beeinflußt.

Für den Wirkungsgrad der Waſſerräder giebt Pechan*) folgende Tabelle:

*) Pechan, „Leitfaden des Maſchinenbaues“.

Art des Rades	Gefälle in m	Wassermenge in cbm	Wirkungsgrad
Oberschlächtiges Wasserrad	7—12	0,05—0,7	0,70—0,75
	2,5—7	0,05—0,7	0,50—0,70
Rückschlächtiges Wasserrad	2,5—8	0,3—1,3	0,60—0,70
Schaufelrad mit Coulisseneinlauf	2,5—4,6	0,3—2,4	0,60—0,70
„ „ Ueberfalleinlauf	1,5—2,5	0,12—3	0,60—0,65
Sagebienrad	0,7—2,5	0,7—3	0,75—0,80
Zuppingerrad	0,5—2	0,12—6	0,65—0,75
Kropfrad mit Durchlaßschütze	0,5—2	0,12—3,5	0,40—0,50
Ponceletrad	0,5—1,7	0,12—5	0,60—0,65
Unterschlächtiges Wasserrad	0,3—1	0,12—5	0,30—0,35

Arten von Wasserrädern.

Die oberschlächtigen Wasserräder werden so genannt, weil das Wasser am oberen Theil des Rades zugeführt, auf diesen aufschlägt. Es sind freihängende Zellenräder. Als freihängend werden sie deshalb bezeichnet, weil die tiefste Stelle des Rades sich noch etwas über dem Unterwasserspiegel befindet.

In Fig. 120 und 121 ist ein oberschlächtiges Wasserrad von Holz, in Fig. 122 und 123 ein solches von Eisen wiedergegeben, wie sie die Merse-

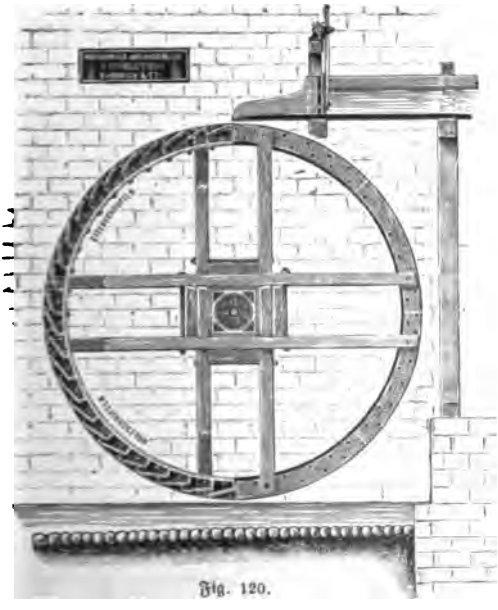


Fig. 120.

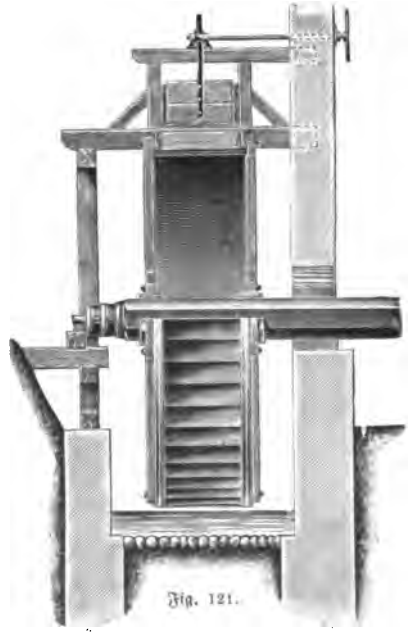


Fig. 121.

burger Maschinenfabrik und Eisengießerei B. Herrich & Co. in Merseburg baut. Das Zufluß-Gerinne ist mit einem besonderen Auslauf versehen, welcher

das Aufſchlagwaſſer bis über den Scheitel des Rades leitet, ſodaß das Waſſer etwa in die zweite oder dritte Zelle von dem Scheitel aus gerechnet in das Rad einſtrömt und daß auch die Möglichkeit gegeben iſt, das Waſſer dem Rade in einer beſtimmten Richtung zuzuführen. Die Menge des ausfließenden Waſſers kann durch die Spannſchütze im vorderen Theile des Gerinnes geregelt werden.

Das hölzerne Waſſerrad — Fig. 120 und 121 — iſt aus Holz gefertigt. Vermittelſt eines doppelten Armkreuzes von Holz wird der hölzerne Radkranz mit der Holzwelle verbunden. Die Schaufeln werden von Holz, Eiſen- oder Stahlblech gefertigt. Dieſe Waſſerräder werden bis 12 m Durchmeſſer gebaut und für Waſſermengen bis 400 Liter in der Sekunde.

Das Waſſerrad — Fig. 122 und 123 — iſt ganz aus Eiſen hergeſtellt. Die beiden eiſernen Armſterne laufen von Eiſenroſetten aus, welche auf der Welle

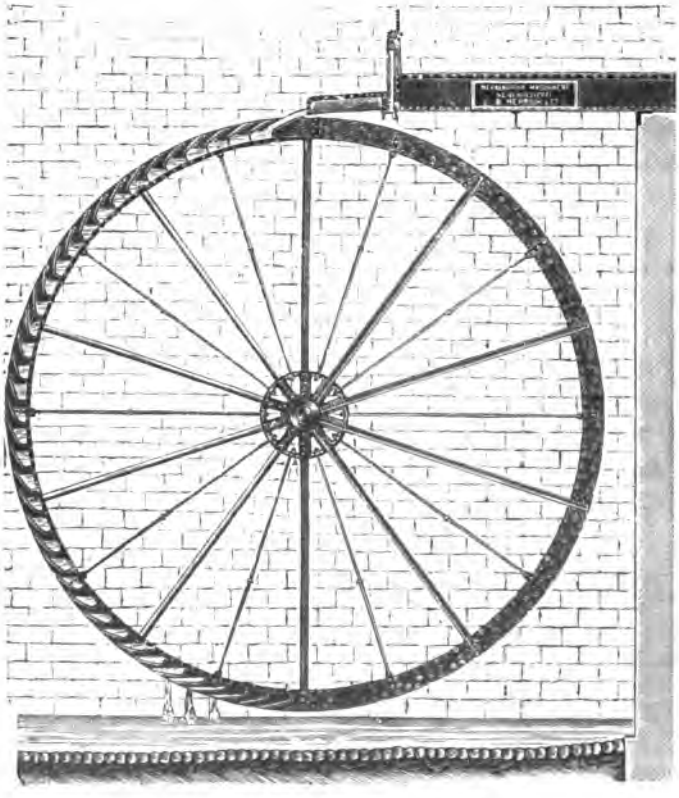


Fig. 122.

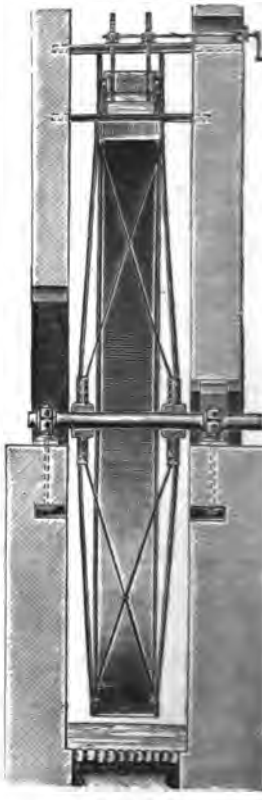


Fig. 123.

befeſtigt ſind. Sie tragen den eiſernen Radkranz und ſind durch Querſtangen verſteift. Das Waſſerrad kann für 100 bis 1200 Liter Waſſer in der Sekunde, und für ein Gefälle bis 15 m benutzt werden.

Bei allen oberſchlächtigen Waſſerrädern wirkt das Waſſer durch ſein Gewicht. Um den Stoß des einſtrömenden Waſſers möglichſt gering zu halten, läßt

man es mit einer Geschwindigkeit in das Rad eintreten, welche etwas größer ist, als die Umfangsgeschwindigkeit des Rades. Von dem Gefälle geht daher so viel verloren, als zur Erzeugung dieser Eintrittsgeschwindigkeit nothwendig ist. Und dieser Verlust wird um so größer sein, je größer die Umfangsgeschwindigkeit des Rades ist. Es geht aber auch von der Höhe des Gefälles diejenige Fallhöhe verloren, welche das aus dem Rade austretende Wasser hat, bis es den Unterwasserspiegel erreicht. Die Form der Zelle muß deshalb eine solche sein, daß der Austritt des Wassers möglichst spät erfolgt. Auch der Betrag des **Freihängens**, d. h. die Entfernung der tiefsten Stelle des Rades über dem Unterwasserspiegel, kommt dabei wesentlich in Betracht und sollte so gering, wie möglich sein. Weil aber das Rad in den Unterwasserspiegel nicht eintauchen soll, hängt man es 0,2—0,3 m über dem Unterwasserspiegel auf. Wenn man nun berücksichtigt, in welchem Sinne die oberschlächtigen Wasserräder sich drehen, so zeigt sich, daß die Abflußrichtung des Wassers im Unterwassergraben dieser Richtung engegengesetzt ist. Sobald daher das oberschlächtige Wasserrad in das abfließende Wasser eintauchte, könnte der Widerstand gegen seine Drehung vermehrt werden.

Die oberschlächtigen Wasserräder eignen sich namentlich für kleinere Wassermengen von 100—1200 Liter in der Sekunde und für Gefälle von 3—15 m und darüber. Sie sind namentlich dort zu empfehlen, wo eine mehrfache Räderübersetzung für den Betriebszweck sich nicht erforderlich macht, also zum Betriebe großer Pumpen, Stampfmühlen und dergl.

Die rückenschlächtigen Wasserräder werden so genannt, weil das Wasser dem Rade auf seiner Rückseite zugeführt, hier aufschlägt und zwar zwischen dem Scheitel des Rades und seiner Mittelebene. Der Eintritt des Wassers erfolgt etwas mehr nach dem Scheitel hin. Dementsprechend muß auch das Gerinne an dieser Stelle münden. Der Durchmesser des Rades wird deshalb stets größer sein müssen, als das Wassergefälle, welches auf dasselbe einwirkt.

Auch das rückenschlächtige Wasserrad wird ausschließlich durch das Gewicht des Wassers getrieben, welches den Schaufelräumen zugeführt wird. Zur Zuführung des Wassers werden fast nur Leitschaufel-Schützen benutzt, weil diese besonders dort nützlich sind, wo die zugeführten Wassermengen sehr schwanken. Der Wasserzufluß wird durch sie in der Weise geregelt, daß man beim mittleren Wasserstand die unterste Leitschaufel absperrt. Nimmt die Wassermenge zu, so wird auch die untere Leitschaufel geöffnet. Umgekehrt wird die Schütze bei abnehmendem Wasserzufluß hoch gezogen und dadurch der Wasserspiegel in bestimmter Höhe erhalten.

In Fig. 124 und 125 ist ein rückenschlächtiges Wasserrad der **Merseburger Maschinenfabrik und Eisengießerei B. Herrich & Co.** in Merseburg wiedergegeben. Das dargestellte Rad ist ganz aus Eisen gefertigt. Der Auslaß des Gerinnes ist von einer Leitschaufel-Schütze gebildet, welche aus den übereinander angeordneten Leitschaufeln besteht. Die Leitschaufeln sind so gebogen, daß das Wasser möglichst ohne Stoß in das Rad einströmt. Die Weite der einzelnen Leitschaufelöffnungen nimmt man 60—100 mm an.

Die Zellen der Räder werden ebenso, wie die der oberschlächtigen Wasser räder gebildet. Sie dürfen nicht zu tief sein, damit der Stoß des aufschlagende

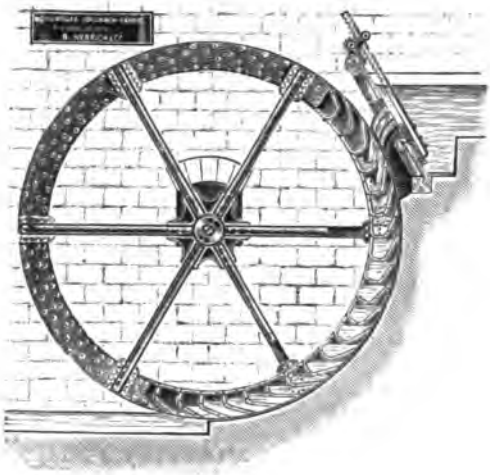


Fig. 124.

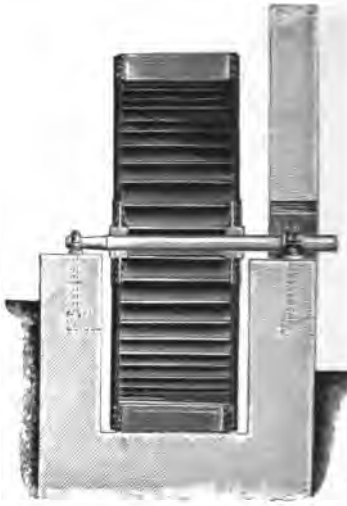


Fig. 125.

Wassers ein geringer ist, anderseits dürfen sie nicht zu flach sein, damit da Wasserrad sein Wasser nicht zu schnell entleert.

Ein Vortheil des rückenschlächtigen Rades ist es, daß es in das Unterwasse eintauchen darf, weil das Rad sich in derselben Richtung dreht, in welcher da Wasser im Unterwassergraben abfließt. Man kann deshalb diese Räder besonder dort anwenden, wo der Wasserstand ein sehr veränderlicher ist. Die vorgenannt Firma empfiehlt die Anwendung der rückenschlächtigen Wasserräder für Gefäll von 2,50—3,80 m und für Wassermengen von 100—800 Liter in der Sekund Bei Gefällen von 4 m an giebt man meistentheils dem oberschlächtigen Wasserrad den Vorzug vor dem rückenschlächtigen.

Prof. Rühlmann*) sagt, daß die Nutzwirkung richtig gebauter und aus geführter rückenschlächtiger Räder, wenn deren Schaufelzellen gehörig ventilir sind, 65—70° beträgt, bei höheren Gefällen sogar auf 75° steigen kann.

Prof. Grashof**) giebt an, daß sich der Wirkungsgrad des Rades im All gemeinen dadurch vergrößern läßt, daß man das Stoßgefälle möglichst vermindert indem man das Aufschlagwasser mit einer nur etwas größeren Geschwindigkeit i das Rad einfließen läßt, als es durch das Gerinne fließt. Es läßt sich dies erreichen durch Ausdehnung der beiden Seitenwände des Gerinnes, sodaß dies mit nur kleinem Spielraum sich an das Rad anschließen, während gleichzeitig de Gerinnboden wie beim Kropfgerinne dem Umfange des Rades angepaßt wird.

*) Prof. Rühlmann, „Allgemeine Maschinenlehre".

**) Prof. Grashof, „Theoretische Maschinenlehre III".

Die mittelschlächtigen Wasserräder. Ihre Bezeichnung rührt daher, daß das dem Rade zugeführte Wasser etwas unterhalb der Mittelebene auf das Rad aufschlägt. Die mittelschlächtigen Wasserräder werden entweder als Kropfräder mit einem Kropfgerinne gebaut oder als Zellenräder mit einem Gerinne ohne Kropf. Das Aufschlagwasser wirkt hauptsächlich durch sein Gewicht ein, da es mit geringer Geschwindigkeit dem Rade zugeführt wird.

Da das Wasser bei den mittelschlächtigen Rädern dem Rade in der unteren Hälfte zugeführt wird, und da es auch in der unteren Radhälfte aus dem Rade wieder austreten muß, so muß die Kraft des Wassers auf einer verhältnißmäßig kleineren Strecke ausgenutzt werden, als bei den vorher besprochenen Wasserrädern. Aus diesem Grunde ordnet man die Schaufeln sehr nahe hintereinander an und läßt das Rad in einem Kropfgerinne laufen, welches den Radumfang von der Einlaufstelle bis zur Auslaufstelle möglichst eng umschließt und dem Rad wie ein Kropf anhängt. Die Seitenwände des Gerinnes werden aus Mauerwerk oder von Holz so hoch aufgeführt, daß die Schaufeln von dem Gerinne vollständig eingeschlossen werden.

Das eintretende Aufschlagwasser füllt beinahe den ganzen Schaufelraum aus, und da deshalb die Luft nicht entweichen kann, so setzt sie dem eintretenden Wasser einen Widerstand entgegen. Es müssen aus diesem Grunde in dem Radboden Spalten vorgesehen sein, welche den Austritt der Luft gestatten.

Die Schaufeln dieser Wasserräder können in der Richtung nach dem Mittelpunkte des Rades gerade verlaufen, man zieht es aber vor, ihnen eine nach außen hin gebrochene Form zu geben. Gerade Schaufeln werfen bei der Drehung des Rades, wenn sie aus dem Unterwasser auftauchen, zu viel Wasser empor; deshalb giebt man den Schaufeln von der Stelle an, bis zu welchem sie in das Unterwasser hineinreichen, eine solche Richtung, daß sie bei der Drehung des Rades aus dem Unterwasser senkrecht austreten.

In Fig. 126 ist ein mittelschlächtiges Wasserrad mit einer Spannschütze S dargestellt. Die Spannschütze kann durch einen Zahnstangenantrieb gehoben werden, während sie von der Lenkstange L geführt wird. An ihrem unteren Ende ist sie gut abgerundet, damit sie dem durch-

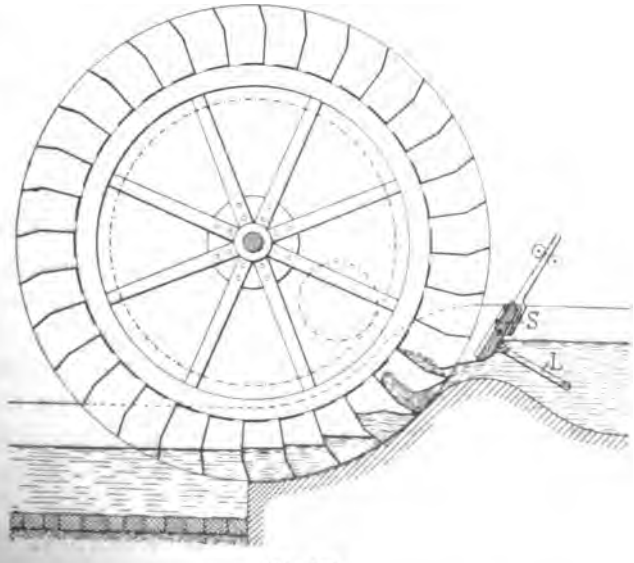


Fig. 126.

strömenden Wasser einen möglichst geringen Widerstand entgegensetzt. Man rückt die Spannschütze so nahe wie möglich an das Rad heran. Der Gerinneboden wird an der Stelle, wo die Schütze aufsetzt, wie ein Wehr gebaut und allmählich in ein Kopfgerinne übergeführt. An der tiefsten Stelle des Rades fällt das Gerinne steil ab. Die Schaufeln des Rades haben eine gebrochene Form.

Ein mittelschlächtiges Wasserrad mit einer Ueberfallschütze zeigt Fig. 127. Das Kropfgerinne G ist aus Holz gebildet. Gegen die Brustwehr W

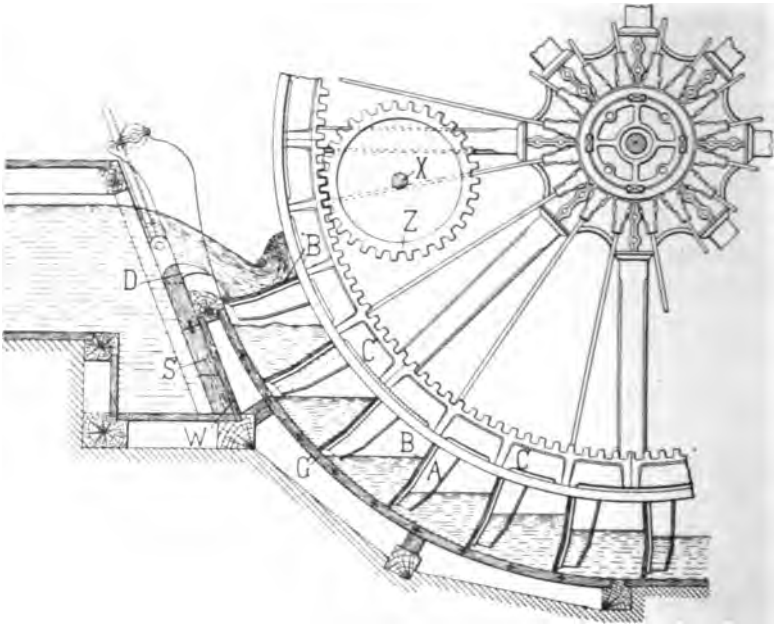


Fig. 127.

legt sich das Schutzbrett S, dessen oberer Rand in eine schnabelförmig ausgebildete Ueberfallschwelle D ausläuft. Seitlich führt sich das Schutzbrett in eiserne Schienen und kann von einem Zahnstangenantrieb angehoben werden. Durch Aufziehen der Schütze kann also das Gefälle des Aufschlagwassers auf gleicher Höhe erhalten werden, auch wenn die Menge des zufließenden Wassers abnimmt. Das Rad selbst ist aus Holz hergestellt. Zwischen den hölzernen Radkränzen sind krumme Stützen A angebracht, gegen welche die Schaufelbretter B genagelt werden. Gegen einen der Radkränze sind die Zahnsegmente C geschraubt, welche sich zu einem großen Zahnrad mit Innenverzahnung zusammensetzen. Ein Zahnrad Z, das die Kraft des Wassermotors auf die Welle X zu übertragen hat, steht mit dem Zahnkranz in Eingriff.

Die Anwendung mittelschlächtiger Wasserräder mit Ueberfallschützen eignet sich für Gefälle von 1,5—2,5 m und für Wassermengen von 300—2500 Liter.

Mittelschlächtiges Wasserrad mit Coulissen-Einlauf. Die mittelschlächtigen Räder können auch wie die rückenschlächtigen Räder mit einem Leitschaufel- oder Coulissen-Einlauf versehen werden. Ein solches Wasserrad nach den Ausführungen der Merseburger Maschinenfabrik und Eisengießerei B. Herrich & Co. in Merseburg ist in Fig. 128 dargestellt. Das

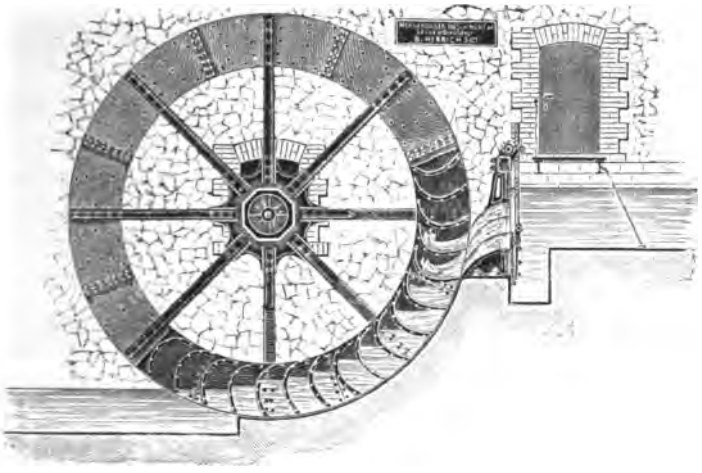


Fig. 128.

Rad ist ganz oder nur zum Theil aus Eisen ausgeführt, die Schaufeln dagegen müssen immer aus Eisen sein.

Die Einlaufschaufeln bestehen aus Eisen und werden in das Mauerwerk eingebaut. Das Wasser wird durch drei übereinander liegende Coulissen dem Rade zugeführt.

Zur Anwendung kommen diese Räder hauptsächlich, wenn die Höhe des Wasserspiegels am Oberwassergraben sehr veränderlich ist. Sie werden für Gefälle von 2,5—4,5 m und für Wassermengen von 300—2400 Liter in der Sekunde benutzt.

Wird das mittelschlächtige Wasserrad mit einer Ueberfallschütze anstatt eines Coulissen-Einlaufes ausgestattet, so kann es zwar für die gleichen Wassermengen aber nur für ein Gefälle von höchstens 2,5 m benutzt werden. Auch ist der Nutzeffekt eines mittelschlächtigen Wasserrades mit Coulissen-Einlauf stets 5% höher anzusetzen, als bei Anwendung einer Ueberfallschütze.

Besondere Arten mittelschlächtiger Wasserräder sind: das Sagebien-Rad und das Zuppinger-Rad, welche auch als Niedergefälle-Räder bezeichnet werden.

Das Sagebien-Rad findet hauptsächlich dort Verwendung, wo kleinere Gefälle bei großen Wassermengen ausgenutzt werden müssen. Es zeichnet sich besonders durch seine Größe aus, sowie durch die große Anzahl und die Tiefe seiner Schaufeln. Besonders eigenthümlich ist diesem Rad, daß die ebenen Schaufeln gegen die Radmitte hin geneigt angeordnet sind, und zwar entgegengesetzt der sonst

üblichen Neigungsrichtung. Das Wasser wirkt durch seine lebendige Kraft, indem es zwischen die Schaufeln eintritt und an ihnen hochsteigt. Auf dem Wege bis zur Austrittsstelle aus dem Rade sinkt das Wasser zwischen den Schaufeln allmählich wieder nieder und wirkt auf dieser Strecke auch durch sein Gewicht ein. Damit der Eintritt des Wassers stoßfrei erfolgt, muß es mit sehr geringer Geschwindigkeit in das Rad eingeleitet werden. Infolgedessen erfordern diese Wasserräder einen großen Durchmesser und machen eine große Uebersetzung nothwendig, wenn ihre Kraft auf Maschinen übertragen werden soll. Wegen seiner bedeutenden Größe wird das Rad theuer und schwerfällig.

Ein Sagebien-Rad, wie es die Merseburger Maschinenfabrik und Eisengießerei B. Herrich & Co. in Merseburg baut, ist in Fig. 129 wiedergegeben. Die Schaufeln sind in ihrem vorderen Theile etwas gekrümmt. Das

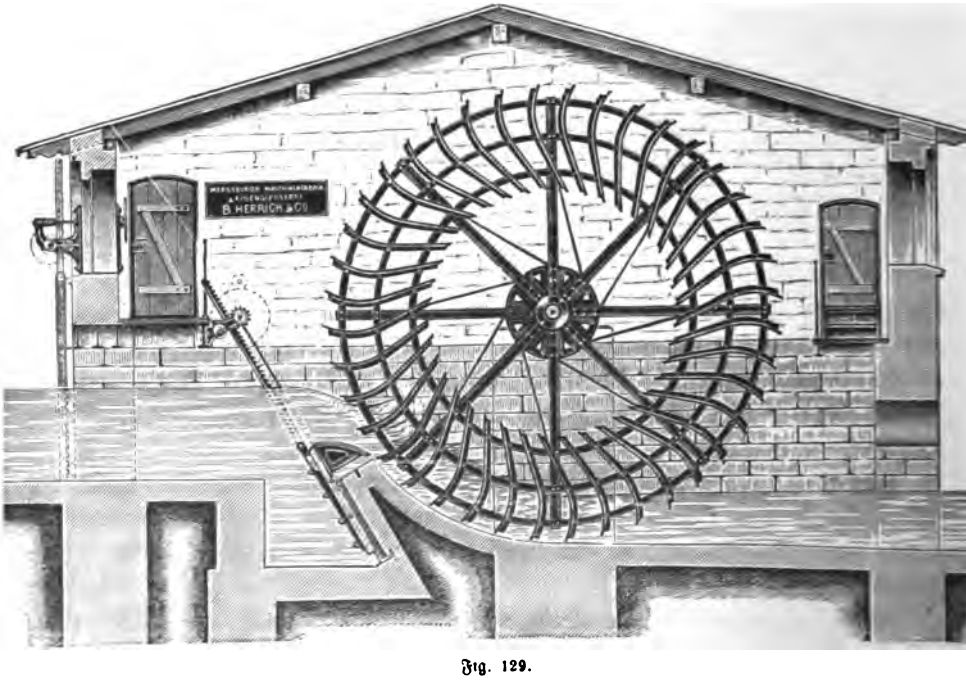


Fig. 129.

Wasser fließt dem Rade durch eine Ueberfallschütze zu, welche an ihrer oberen Kante mit einer Leitschaufel versehen ist, um die richtige Zuführung des Wassers in das Rad zu sichern. Die Räder werden für starke Wasserkräfte benutzt und zwar für Wassermengen von 500—6000 Liter in der Sekunde. Die geringe Geschwindigkeit, welche man aber den Wasserrädern dieser Art giebt, bedingt eine große Breite derselben. Die breiteren Räder bedürfen 3—4 Armsterne. Das Rad ist ganz aus Eisen gebaut, nur die Schaufeln sind von Holz. Der Zwischenraum zwischen dem Radumfang und dem Kropfgerinne soll so gering als möglich gehalten sein; er darf 6 bis höchstens 15 mm sein, damit wenig Wasser unverwerthet hindurch fließen kann.

Das Zuppinger-Rad. Den Mangel des Sagebien-Rades, daß es eine geringe Geschwindigkeit des Aufschlagwassers und dadurch des Rades verlangt, hat Zuppinger zu verbessern gesucht, indem er die Schaufeln nach vorn krümmt und radial auslaufen läßt. Durch Verlängern der Schaufeln nach der Achse hin und durch ihre geneigte Stellung ist dem Uebertreten des Wassers nach innen über die Schaufeln vorgebeugt. Das Zuppinger-Rad kann aus diesen Gründen bei kleinerem Durchmesser mit großer Umfangsgeschwindigkeit laufen und wird dadurch leichter und billiger als das Sagebien-Rad. Bei mäßiger Umfangsgeschwindigkeit von etwa 1,20 m in der Sekunde hat das Rad einen Wirkungsgrad von 70—75%, wenn man das Rad so tief eintauchen läßt, daß der Wasserstand in dem untersten Schaufelraum ungefähr in der Höhe des Unterwasserspiegels liegt.*)

Das in Fig. 130 dargestellte Rad ist einer Besprechung in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure", Jahrg. 1898, entnommen, welche eine

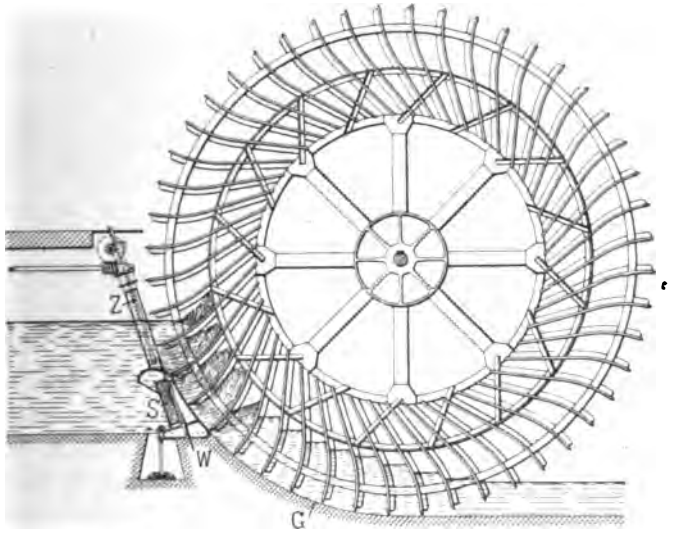


Fig. 130.

größere Wasseranlage mit Zuppinger-Rädern behandelt. Das Gerippe des Rades ist vollständig von Eisen gebaut, nur die Schaufeln sind von Holz, die Armrosette von Gußeisen. Von den drei schmiedeeisernen Kränzen dient der mittlere dazu, die Schaufeln wirksam untereinander zu verbinden. Die Schaufelstützen oder

*) Nach „Hütte", des Ingenieurs Taschenbuch, ist
der Wirkungsgrad η normal = 0,65 bis 0,75,
die Umfangsgeschwindigkeit v = 1,2 m pro Sekunde.
Die Radtiefe hängt von der Veränderlichkeit des Unterwasserspiegels ab und liegt etwa zwischen $\frac{1}{3}$ R und $\frac{2}{3}$ R, wenn R = Radius des Rades bedeutet. Die Radtiefe muß so bemessen werden, daß das Wasser nicht in das Rad übertritt.
Ungefähre Schaufeltheilung 0,5 m im Mittel.

Schaufelstiele sind mit drei ringförmigen Eisen vernietet. Die Schaufeltiefe beträgt 1,5 m. Das Wasser strömt dem Rade durch eine Ueberfallschütze S zu, welche sich gegen die gußeiserne Brustwehr W des Kropfgerinnes G legt.

Die unterschlächtigen Wasserräder. Ihre Bezeichnung weist darauf hin, daß diesen Wasserrädern das Wasser nur am unteren Theil des Umfanges zugeführt wird. Das Wasser wirkt deshalb hauptsächlich durch seine lebendige Kraft auf die Schaufeln ein, welche in ihrem vorderen Theile nur etwas geneigt angeordnet sind, damit sie bei dem Austauchen aus dem Wasser möglichst wenig Wasser mit empor werfen. Diese Räder werden meistens in einem Gerinne aufgehängt, welches sowohl mit seinem Boden, als auch mit seinen Seitenwänden sich eng an das Rad anschließt. Wir unterscheiden:

Unterschlächtige Wasserräder mit geradem Gerinne, dem sogenannten Schnurgerinne,

Unterschlächtige Wasserräder mit Kropfgerinne.

Bei den ersteren geht das Gerinne ganz gerade unter dem Rade fort, während es bei den letzteren den untersten Theil des Rades umschließt.

Das Schnurgerinne eines unterschlächtigen Wasserrades kann entweder ganz wagerecht oder etwas geneigt ausgeführt werden. Hinter dem Rade läßt man den Boden des Gerinnes plötzlich abfallen, damit bei Rückstauung des Unterwassers der Drehung des Rades kein Widerstand entgegen geleistet wird. Zwischen Rad und Gerinne soll ein Zwischenraum von höchstens 15 mm bestehen; je kleiner dieser Zwischenraum ist, desto weniger Wasser wird unbenutzt hindurch fließen.

In Fig. 131 ist ein Wasserrad mit Schnurgerinne durch eine Linienzeichnung wiedergegeben. Das Aufschlagwasser wird durch eine Spannschütze S gestaut, sodaß das Wasser dem Rade mit der ganzen, dem Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit zugeführt wird. Die Schaufeln A werden schräg gestellt, damit sie senkrecht aus dem Wasser wieder auftauchen. Aus letzterem Grunde pflegt man auch gebrochene Schaufeln zu verwenden.

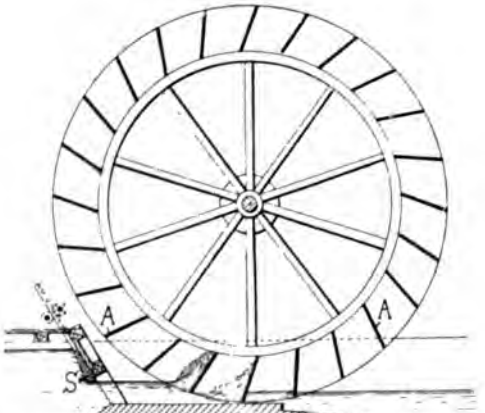


Fig. 131.

Unterschlächtige Wasserräder werden für ganz kleine Gefälle von 0,1—1 m und für Wassermengen von 100—5000 Liter in der Sekunde benutzt. Wie sorgfältig aber diese Räder auch ausgeführt werden, ihr Nutzeffekt beträgt nicht mehr als 30—35%. Diese geringe Leistung wird namentlich dadurch verursacht, daß das Wasser durch Stoß wirkt, wobei die vorhandene Wasserkraft nur halb so viel leistet, als wenn sie durch ihr Gewicht auf das Rad einwirkt. Auch der

Verluſt am Waſſer, welches zwiſchen Gerinne und Rad wirkungslos hindurch fließt, iſt bei dem unterſchlächtigen Rade mit Schnurgerinne größer, als bei anderen Waſſerrädern. Die Verluſte können dadurch vermindert werden, daß man den Durchmeſſer des Rades nicht zu klein wählt. Man ſoll ihn 4—8 m wählen. Insbeſondere iſt es gut, eine große Anzahl von Schaufeln zu verwenden, und zwar ſo viele, daß wenigſtens 4—5 Schaufeln gleichzeitig in das Aufſchlagwaſſer eintauchen.*)

Unterſchlächtige Waſſerräder mit Kropfgerinne. Vortheilhafter als im Schnurgerinne läßt man das Waſſerrad im Kropfgerinne laufen. Ein unterſchlächtiges Waſſerrad dieſer Art nach Ausführungen der Merſeburger Maſchinenfabrik und Eiſengießerei B. Herrich & Co. in Merſeburg iſt in Fig. 132

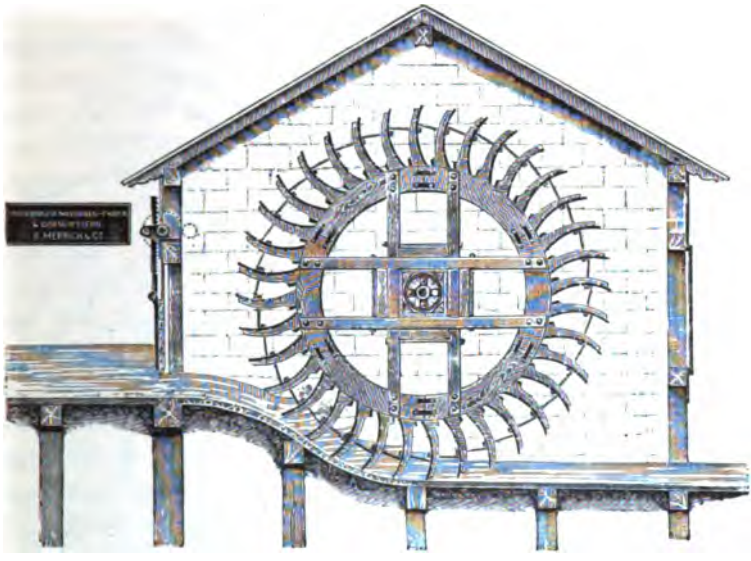


Fig. 132.

dargeſtellt. Das Kropfgerinne umgiebt den Umfang des Rades, ſoweit dies möglich iſt. Das Waſſer tritt durch eine Spannſchütze ein und wirkt durch ſeine lebendige Kraft auf die Schaufeln, welche ſchwach gekrümmt ſind. Das Rad iſt ganz aus Holz gebaut und mit eiſernen Schaufeln verſehen. Je nach der Breite des Rades kommen 2—4 Armſterne zur Anwendung. Dieſes Rad eignet ſich für Gefälle von 0,30—1,20 m und für Waſſermengen von 300—5000 Liter in der Sekunde.

*) Rühlmann, „Allgemeine Maſchinenlehre I“, giebt für die Schaufelzahl unterſchlächtiger Waſſerräder folgende Tabelle:

Durchmeſſer in m	4	5	6	7	8
Schaufelzahl	28	32	36	40	45

Das Ponceletrad (sprich: Pongßeleh) ist in seiner Leistung wesentlich besser, als alle anderen unterschlächtigen Wasserräder. Der Grund hierfür kann namentlich in der Anordnung seiner Schaufeln gesucht werden, durch deren Form die Stoßwirkung des einströmenden Wassers und der damit stets verbundene Arbeitsverlust fast ganz vermieden wird, während andererseits gleichzeitig der Arbeitsverlust, den das abfließende Wasser zu verursachen pflegt, durch das fast vollständige Ausnutzen seiner lebendigen Kraft innerhalb des Rades, auf das geringste Maaß zurückgeführt wird.

In Fig. 133 ist ein Ponceletrad dargestellt. Es unterscheidet sich hauptsächlich von den übrigen unterschlächtigen Wasserrädern durch seine gekrümmten

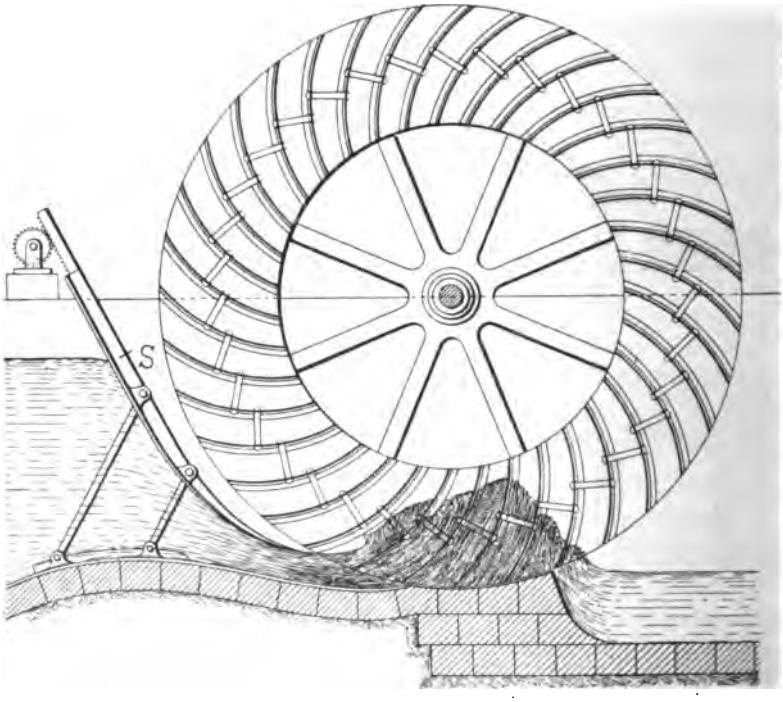


Fig. 133.

Schaufeln. Das Rad dreht sich in einem Kropfgerinne. Um das Wasser in ganz bestimmter Richtung den Schaufeln zuzuführen, ist einerseits die Spannschütze in ihrem vorderen Theile schnabelförmig ausgebildet und in bestimmter Weise gekrümmt, andererseits ist der Gerinneboden von gewölbter Form. Die Ausflußmündung des Zuflußgerinnes ist so nahe wie möglich an den Radumfang gerückt. Das Wasser tritt dadurch fast ohne Stoß in das Rad ein, und während es an den gekrümmten Schaufeln desselben hoch ansteigt, verliert es allmählich seine lebendige Kraft. Hinter dem Rade fällt das Gerinne plötzlich ab.

Das Ponceletrad wird gewöhnlich ganz aus Eisen gemacht; auch die Schaufeln sind zwischen zwei seitlichen Kränzen von Eisen eingebaut.

Nach Angaben von Poncelet soll der Raddurchmesser nicht unter 2 m, aber auch nicht über 5 m betragen. Die Entfernung zweier Schaufeln von einander soll 0,20—0,25 m groß sein.

Das Wasser wird dem Rade unter einem Winkel von 24—30° zugeführt. Beim Austritt des Wassers aus dem Rade soll der Abfall des Gerinnes hinreichend hoch sein, damit das Wasser ungehindert austreten kann. Endlich darf der Spielraum zwischen dem Umfange des Rades und dem Kropfgerinne nur 1 cm betragen; wird er größer, so arbeiten die Ponceleträder wesentlich unvortheilhafter.

Die Anwendung von Ponceleträdern ist empfehlenswerth bei einem Gefälle von 0,5—1,5 m.

Construction und Berechnung der Wasserräder.

Wenn wir die Räder ihrer Construction nach betrachten, so können wir sie unterscheiden nach Art des Materials, aus dem sie gebaut sind, oder nach der Anzahl von Armsternen, welche den Radkranz tragen, oder nach der Art, wie die Drehbewegung des Rades fortgepflanzt wird.

Hinsichtlich der Art des Materials haben wir Wasserräder kennen gelernt, welche von Holz oder von Eisen gebaut sind, oder endlich Räder von Holz in Verbindung mit Eisen.

Außer nach der Anzahl der Armsterne, die bei dem Wasserrade sich nöthig machen, unterscheiden wir auch noch darnach, ob die Räder zur Aufnahme einer Drucklast mit steifen Armen oder ob sie zur Aufnahme einer Zuglast mit dünnen Armen versehen sind.

Ziehen wir in Betracht, in welcher Weise die Kraft, welche das Rad vom Wasser aufnimmt, weiter fortgepflanzt wird, so können wir darnach fragen:

Ob die Kraft von der Radwelle direkt übertragen wird, oder

Ob auf der Radwelle ein Transmissionsrad angebracht ist, welches die Kraft fortleitet, oder

Ob zur Fortleitung der Kraft an den Radkranz selbst, sei es auf einer Seite, sei es auf beiden Seiten, ein Zahnkranz angebracht ist.

Fig. 134 giebt eine Linienzeichnung eines Wasserrades, bei welchem der Radkranz K von zwei Armsternen A_1 und A_2 von steifen Armen getragen wird. Die Welle W ruht in den drei Lagern L_1, L_2, L_3. Seitlich vom Wasserrad ist das Antriebsrad Z_1 auf der Welle befestigt, welches mit einem Zahnrad Z_2 in Eingriff steht.

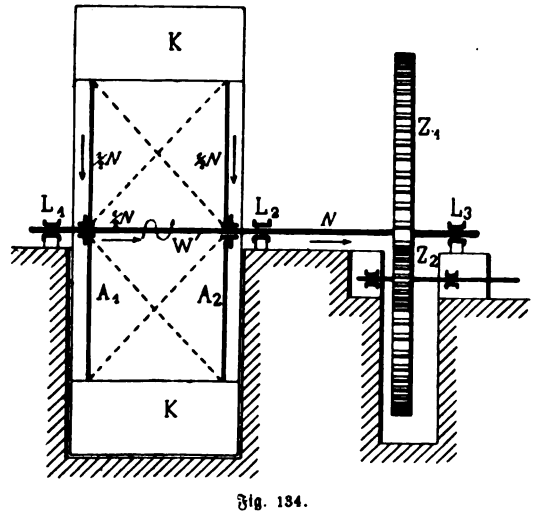


Fig. 134.

Bei zwei Armsternen überträgt jeder derselben die Hälfte der Kraft und jeder von ihnen hat auch die Hälfte des Radgewichtes zu tragen. Zur Versteifung der Armsterne bringt man Diagonalstangen zwischen den Armen an, welche jedoch bei der Berechnung unberücksichtigt bleiben.

Bei dieser, wie bei allen folgenden Linienzeichnungen ist die Vertheilung der Kraft N, welche von dem Wasserrad aufgenommen wird, ihrem Werthe nach eingeschrieben und ihrer Richtung nach eingezeichnet. So ergiebt sich aus Fig. 134, daß jeder der beiden Armsterne die Hälfte dieser Kraft, also $\frac{1}{2}$ N, aufnehmen und fortpflanzen muß. Es wird dabei, wie der gewundene Pfeil erkennen läßt, die Hälfte der Kraft durch das Wellenstück, welches zwischen beiden Armsternen liegt, fortgeleitet und die Welle daher auf Verdrehung in Anspruch genommen werden.

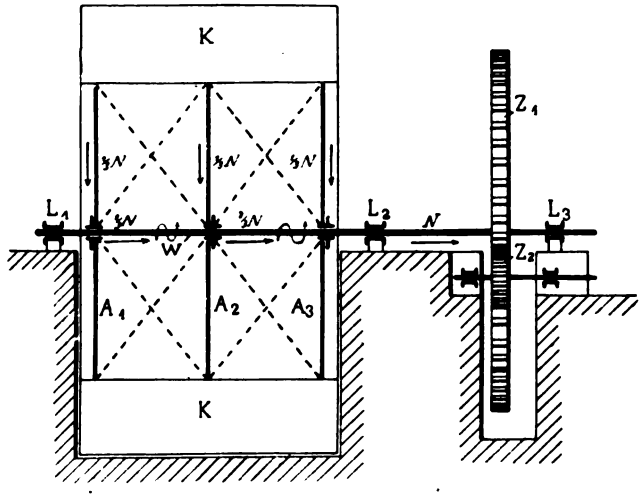


Fig. 135.

Die gleiche Construction für breite Räder zeigt Fig. 135, dabei wird der Radkranz K von den drei Armsternen A_1, A_2, A_3 getragen, und es vertheilt sich deshalb auch die Last auf jeden der Armsterne zu einem Drittheile $= \frac{1}{3}$ N. Auch hier wird die Kraft des Rades durch die Welle auf das seitlich angebrachte Zahnrad Z_1 und von diesem auf das Zahnrad Z_2 übertragen und die Welle auf Drehung beansprucht. In beiden Fällen werden aber die Arme in der gleichen Richtung auf Biegung in Anspruch genommen.

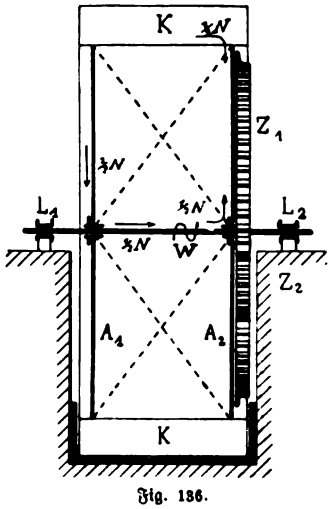


Fig. 136.

Bei der Bauart, welche die Linienzeichnung Fig. 136 wiedergiebt, ist ein Zahnkranz Z_1 zur Uebertragung der Kraft auf das Zahnrad Z_2 an dem Armstern A_2 direkt befestigt. Die Radarme sind schon aus diesem Grunde von starrer Form. Die Kraft, welche das einströmende Wasser dem Radkranze K mittheilt, geht zur Hälfte $= \frac{1}{2}$ N direkt in den Zahnkranz Z_1 über, die andere Hälfte $= \frac{1}{2}$ N wird durch den anderen Armstern A_1 auf die Welle W übertragen und von dieser durch den Armstern A_2 auf den Zahnkranz Z_1. Die Arme werden dabei auf Biegung in Anspruch genommen, und zwar

die Arme A_1 in entgegengesetzter Richtung als die Arme A_2. Die Welle selbst wird zwischen beiden Armsternen sowohl auf Verdrehung als auf Biegung beansprucht.

Die Bauart Fig. 137 unterscheidet sich von der vorhergenannten nur dadurch, daß der Zahnkranz Z_1 nicht an dem Armstern A_2, sondern an dem Radkranz unmittelbar angebracht ist. Auch bei dieser Ausführung werden die Kräfte in gleicher Weise wie bei der vorgenannten übertragen, nur mit dem Unterschiede, daß zwei der drei Armsterne, nämlich A_1 und A_3, ein Dritttheil der Kraft $= \frac{1}{3}$ N aufzunehmen und fortzupflanzen haben, der dritte Armstern A_2 aber diese beiden Dritttheile der Kraft dem Radkranz K wieder zuführt.

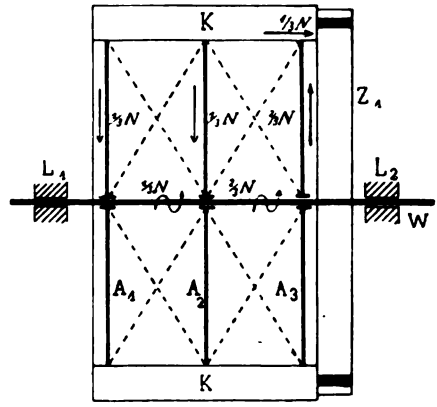


Fig. 137.

In der Regel pflegt man die Wasserräder mit nur einem Zahnkranz auszuführen, weil der Zahnkranz sehr hohe Kosten verursacht. Bei sehr breiten Rädern aber, bei denen die Gefahr eine große ist, daß alle Umfangstheile durch den einseitigen Angriff der Kraft sich gegen einander verwinden, werden — entsprechend Fig. 138 — zwei Zahnkränze Z_1 und Z_3 zu jeder Seite des Rades an dem Radkranz K angebracht. Je ein Viertel der Kraft wird alsdann von dem Radkranz K durch die Zahnkränze Z_1 und Z_3 auf die Zahnräder Z_2 und Z_4 unmittelbar übertragen. Die anderen beiden Viertel werden von dem Armstern A_2 und A_3 aufgenommen und durch die Welle W nach dem Armstern A_1 und A_4 fortgeleitet, welche sie dem Radkranz K und durch diesen an die beiden Zahnkränze Z_1 und Z_3 abgeben.

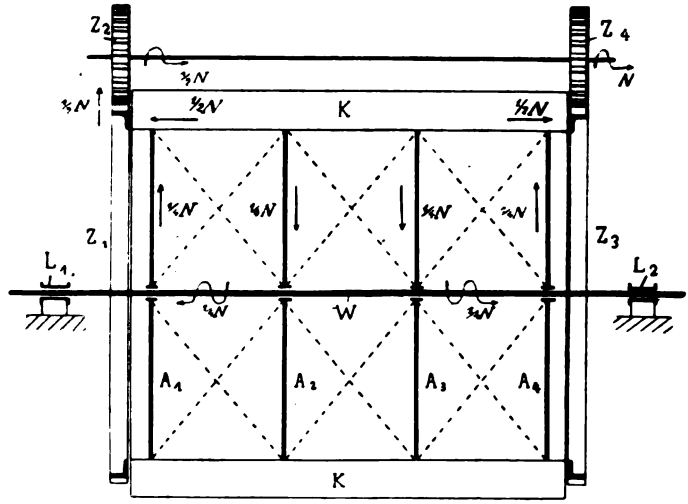


Fig. 138.

Nach einem anderen Grundsatze sind die Wasserräder mit schwachen Armen gebaut, bei denen durchweg der Zahnkranz am Radkranz angebracht ist. Die Wasserräder dieser Art werden als Zahnstangenräder bezeichnet. Die dünnen Arme sind nicht geeignet, die Kraft zu übertragen, und sie wird deshalb

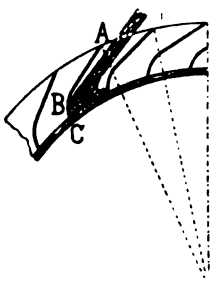


Fig. 143.

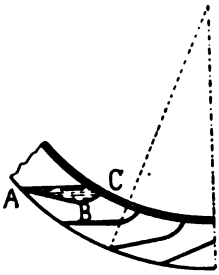


Fig. 144.

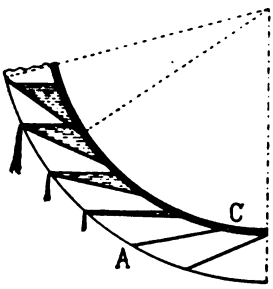


Fig. 145.

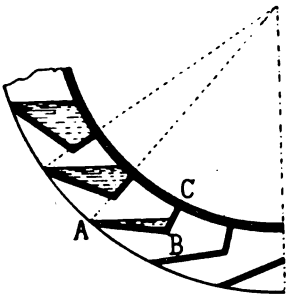


Fig. 146.

kann, wie in Fig. 143, das Schaufelende A B fast parallel zur Richtung des eintretenden Wasserstrahles liegen. Der Wasserstrahl kann aber unter sehr verschiedenem Winkel eintreten, und es ist deshalb zu überlegen, wie die Schaufel gerichtet sein muß, damit auch der zweite Theil der Hauptbedingung für die Form der Schaufeln erfüllt wird, daß nämlich das Wasser möglichst bis zum tiefsten Punkte des Rades in der Zelle zurückgehalten wird. Offenbar haben die Zellen einen Fassungsraum für das Wasser, der durch die Schaufelebene begrenzt ist. Die Größe des Fassungsraumes muß sonach von der Richtung der Schaufeln abhängig sein. Der Fassungsraum verringert sich aber auch mit der Entfernung der gefüllten Zelle von der Eintrittsstelle, d. h. mit ihrer Annäherung an die Austrittsstelle. Die Zelle nimmt nämlich auf diesem Wege eine immer schrägere Lage an und läßt dabei das Wasser ausfließen, sodaß der Fassungsraum der Zelle schließlich gleich Null wird, sobald das Schaufelende A B eine wagerechte Lage, wie in Fig. 144, eingenommen hat. Damit nun das Wasser so lange wie möglich in der Zelle verbleibt, müßte der Winkel, welcher das Schaufelende A B mit dem Radumfange einschließt, ein möglichst kleiner sein. Weil aber von diesem Winkel, wie wir gesehen haben, auch der Eintrittswinkel des Wassers in das Rad abhängt, der unter eine gewisse Grenze nicht sinken kann, so sieht man davon ab, den zweiten Theil der Bedingung vollständig zu erfüllen, und begnügt sich damit, wenn das Wasser nur annähernd bis zur tiefsten Stelle des Rades in der Zelle verbleibt.

Die vorbesprochenen Bedingungen können auch erfüllt werden, wenn, wie in Fig. 145, die Schaufeln aus einer ebenen Fläche A C bestehen. Es wäre dies nur unzweckmäßig, weil der Fassungsraum einer Zelle, welche von einer derartigen Schaufel begrenzt wird, kleiner sein muß, als der, welcher von einer winkelförmigen oder krummen Schaufel eingeschlossen wird.

Die hölzernen Schaufeln werden, wie die Figuren 146 und 147 erkennen lassen, aus zwei Theilen zusammengesetzt, und zwar aus der äußeren **Stoß-** oder **Setzschaufel** A B und der inneren **Riegel-** oder **Kropfschaufel** B C. Die erstere **setzt an dem**

Umfange des Rades unter einem Winkel an, der dem Winkel des einströmenden Wassers entspricht, die letztere ist nach dem Mittelpunkte des Rades hin gerichtet. Beide stoßen in dem Theilkreis zusammen, auf welchem — wie bei den Zahnrädern I. Band, Seite 308 — die Theilung für die Entfernung der Zellen aufgetragen wird. Je nachdem der Eintrittswinkel für das Wasser ist, kann der Theilkreis, wie in Fig. 146 und 147, durch die Mitte der Kranzbreite verlaufen, oder bei größerem Eintrittswinkel noch einmal so weit vom äußeren als vom inneren Radkranz entfernt liegen.

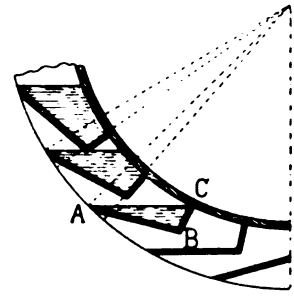


Fig. 147.

Bei kleinerem Eintrittswinkel kann die Vorderkante A jeder Stoßschaufel, wie dies in Fig. 147 veranschaulicht ist, über die Schnittkante hinwegreichen, an welcher die Setzschaufel A B und die Kropfschaufel C D zusammenstoßen. Die gewöhnliche Schaufelconstruction ist die in Fig. 146 dargestellte, bei der die Kante A der Setzschaufel in die Verlängerung der Ebene der Kropfschaufel fällt.

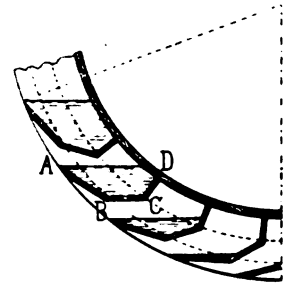


Fig. 148.

Zur Vergrößerung des Fassungsraumes jeder einzelnen Zelle werden auch die Holzschaufeln, wie Fig. 148 zeigt, aus drei Theilen zusammengesetzt, indem die Stoßkante B abgestumpft und zwischen der Stoßschaufel A B und der Riegelschaufel C D ein drittes Schaufelstück B C eingesetzt wird. Aus der Darstellung geht schon hervor, daß durch diese Schaufel nicht nur die einzelnen Zellen mehr Wasser fassen, daß sie vielmehr auch sich später entleeren, als die zweitheiligen. Die Zellen enthalten, wie aus Fig. 148 ersichtlich, noch Wasser unmittelbar, bevor sie die tiefste Stelle erreicht haben.

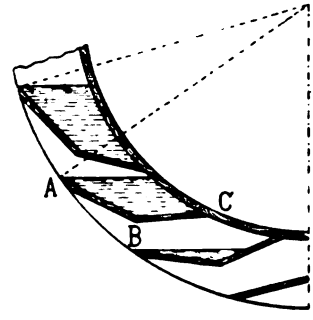


Fig. 149.

Auch bei zweitheiligen Schaufeln kann man den Fassungsraum einer Zelle, wie Fig. 149 zeigt, dadurch vergrößern, daß man die Riegelschaufel B C nicht, wie bei der Ausführung Fig. 146 und 147, nach der Mitte des Rades hin richtet, also nicht rechtwinkelig gegen den Radboden verlaufen läßt, sondern spitzwinkelig. Endlich kann auch die gebrochene Schaufelform in eine bogenförmige — entsprechend Fig. 150 — übergeführt werden, welche wie die vorbesprochene unter den gleichen Winkeln und zwar sowohl bei A den äußeren, als auch bei B den inneren Umfang des Radkranzes schneidet.

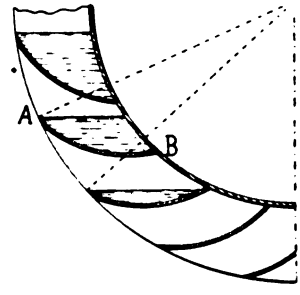


Fig. 150.

Radkranz für Zellenräder. Wir unterscheiden nach dem Material höl zerne und eiserne Radkränze. Ein hölzerner Radkranz ist durch Fig. 151 bis 15 wiedergegeben. Die Sei tenwände des Radkranze sind aus bogenförmi ausgeschnittenen Bohlen stücken zusammengesetz und zwar aus zwei a einander gereihten Lage Die inneren Bogenstück S_1 sind stärker, als di äußeren S_2, weil erster zur Aufnahme der Schau feln mit Nuthen verseher werden, während di äußeren Bogenstücke nu eine Schutzwand bilden

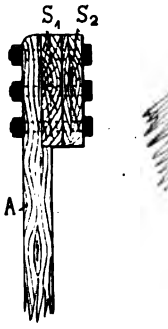


Fig. 151.

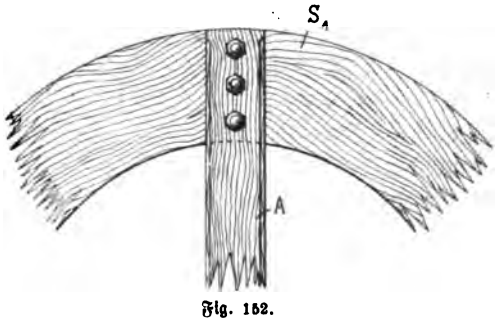


Fig. 152.

Fig. 153.

um den Radkranz wasserdicht zu halten. Aus letzterem Grunde sind auch di Stoßfugen der Bogenstücke S_1 und S_2 gegen einander versetzt.

Wenn mit a die Radtiefe bezeichnet wird, so macht man

die Dicke der inneren Bogenstücke $\frac{1}{6}$ a,

„ „ „ äußeren „ $\frac{1}{7}$ a.

Der Boden des Radkranzes, auch kurz der Radboden bezeichnet, wird fas immer aus Holz hergestellt, selbst bei Rädern, welche ganz aus Eisen bestehen Es hat dies seinen Grund darin, daß das Wasser bei vielen Rädern auf der Boden aufschlägt und einen großen Lärm verursachen würde, falls der Boden aus Blech bestände. Der hölzerne Radboden setzt sich aus einzelnen Brettern E — Fig. 154 und 155 — von 200—250 mm Breite zusammen, welche an den Stoßfugen durch eingesetzte Holzleisten, den sogenannten Federn, abgedichtet werden.

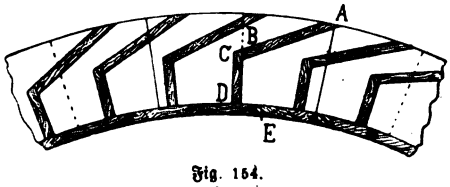


Fig. 154.

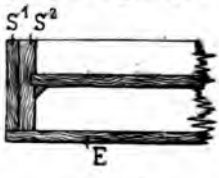


Fig. 155.

Die hölzernen Radschaufeln sollen möglichst leicht sein, weil ihre große An zahl sehr bedeutend zum Gesammtgewicht des Rades beiträgt. Zur Aufnahme der Schaufelbretter haben die inneren Bogenstücke S_1 des Radkranzes Nuthen von 15—20 mm Tiefe. Auf diese Weise wird durch Einlassen der Schaufeln in die Radkränze eine wasserdichte Verbindung zwischen beiden hergestellt. Bei dem dargestellten Radkranze sind die äußeren Stoßschaufelbretter A B mit den inneren Riegelschaufelbrettern C D stumpf zusammengestoßen.

Ein hölzerner Radkranz mit eisernen Schaufeln ist in Fig. 156 und 157 dargestellt. Da die eisernen Schaufeln in die Bogenstücke des Radkranzes nicht eingelassen werden, so werden die inneren und äußeren Bogenstücke S_1 und S_2 von gleicher Stärke und zwar $= \frac{1}{7}$ a gemacht. Der Radboden wird wie bei dem vorhergehenden Radkranz aus Bohlen von 200—250 mm Breite zusammengesetzt, welche gegen die Bogenstücke S_1 und S_2 geschraubt werden. Die aus einem gekrümmten Blech A B C bestehenden Schaufeln pflegt man mittelst Winkeleisen sowohl an den Bogenstücken, wie an dem Radboden zu befestigen. An den Bogenstücken werden die Winkeleisen W_1 mittelst durchgehender Schrauben angebracht, die zugleich auch als Befestigungsmittel für die Bogen selbst dienen. Die Winkeleisen W_2 werden durch Holzschrauben gegen den Radboden gehalten. Schaufelbleche und Winkeleisen werden mit einander vernietet. Selbstverständlich wird diese Nietverbindung vorher fertiggestellt und die mit dem Winkeleisen vernieteten Schaufeln nachher in den Radkranz eingesetzt.

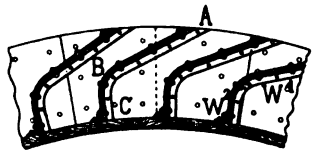


Fig. 156.

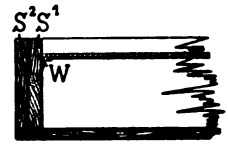


Fig. 157.

Dort, wo keine Gefahr ist, daß das Aufschlagwasser den Boden direkt trifft und dadurch Geräusch verursacht, kann man auch den Radboden aus Eisenblech machen. Ein derartiger Radkranz ist in Fig. 158 bis 160 wiedergegeben. Die Seitenwände werden von Bogenstücken S aus Blech von 5—6 mm Stärke gebildet, welche stumpf zusammenstoßen und durch Laschen L mit einander verbunden sind. Auch der Radboden erhält, je nach der Länge der Stücke, aus denen er sich zusammensetzt, eine Stärke von 4—6 mm. Die Verbindung zwischen dem Radboden und den Seitenwänden stellt man mittelst eines Winkeleisens W her, das gegen beide vernietet wird. Ebenso werden auch die Radschaufelbleche A B mittelst der Winkeleisen W_1 und W_2 sowohl an den Seitenwänden, wie an dem Radboden befestigt. Zur Abstützung der Schaufeln gegen einander benutzt man Stehbolzen F, welche aus einem Rohrstück bestehen, durch welches ein Niet- oder Schraubenbolzen hindurchgezogen wird.

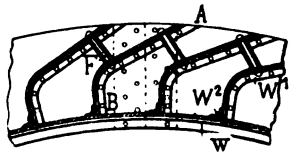


Fig. 158.

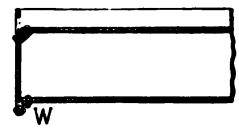


Fig. 159.

Fig. 160.

Kommen gußeiserne Radkränze zur Anwendung, so können, wie in Fig. 161 und 162 dargestellt ist, die einzelnen Theile der Seitenwände aus Bogenstücken gebildet werden, welche einander an dem Stoß überlappen, sodaß auf der Innenseite eine glatte Wand sich bildet. Die einzelnen Bogenstücke werden mit einander verschraubt. Zur Befestigung der Schaufelbleche pflegt man Rippen R an die eisernen Bogenstücke anzugießen. Auch das Bodenblech wird auf den Rippen R angeschraubt, welche an dem unteren Rande der Bogenstücke angegossen sind. Während zur Befestigung der Schaufelbleche an den Rippen R die Schraubenverbindung gewählt ist, werden ihre Enden gegen das Bodenblech vernietet.

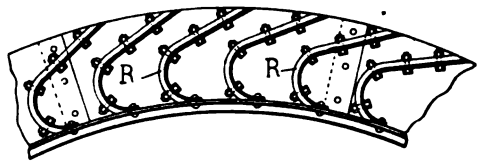


Fig. 161.

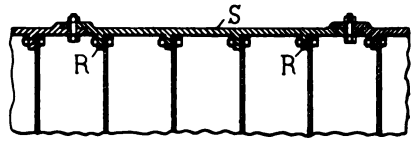


Fig. 162.

Eine andere Ausführungsform für gußeiserne Seitenwände ist in Fig. 163 und 164 wiedergegeben. Die Bogenstücke S sind auf ihrer äußeren Seite mit ringsum verlaufenden Rippen versehen, durch welche an der Stoßfuge Verbindungsschrauben gezogen werden. An dieser Verbindungsstelle für die Bogenstücke werden auch die Radarme A gegen den Radkranz befestigt.

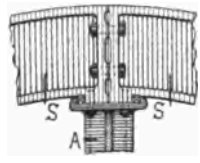


Fig. 163.

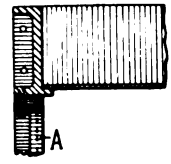


Fig. 164.

Radkranz für Schaufelräder. Die Radkränze für Schaufelräder sind an der Seite offen. Die Schaufeln werden gegen einzelne Stützen, den sogenannten Stielen oder Kegeln, geschraubt. Ein hölzerner Radkranz dieser Art ist in Fig. 165 und 166 dargestellt; er besteht aus bogenförmigen Holzstücken S, an

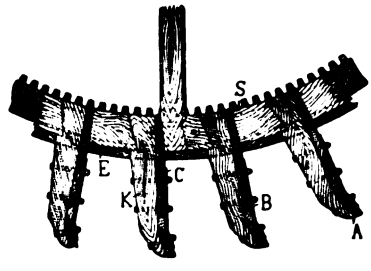


Fig. 165.

Fig. 166.

denen die hölzernen Kegel K so angebracht sind, daß sie mit ihrem schwalbenschwanzförmigen Ende in die Kranzstücke sich einsetzen.

Man giebt den Kranzhölzern eine Breite von $\frac{7}{20}$ der Schaufeltiefe,

„ „ „ „ „ Dicke „ $\frac{5}{20}$ „ Schaufelbreite.

Die hölzernen Kegel pflegt man halb so breit zu machen, als die Stärke der Holzkränze. Gegen die hölzernen Kegel werden die Schaufelbretter A, B und C und die Bodenbretter E gegen die Kranzstücke geschraubt.

Einen eisernen Kranz stellen Fig. 167 und 168 dar. Die einzelnen Bogenstücke S haben auf der Innenseite ringsum laufende Rippen R und sind stumpf

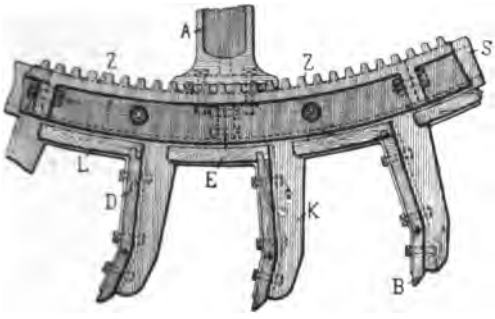


Fig. 167.

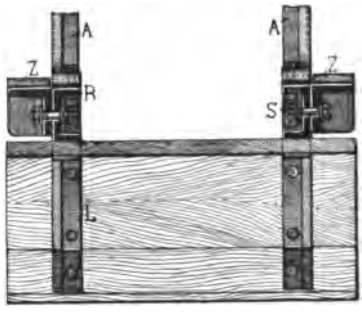


Fig. 168.

gegen einander verschraubt. An ihren Stoßfugen setzen zugleich auch die Radarme A an. Die Kegel K zur Anbringung der Schaufelbretter sind an die Bogenstücke S direkt angegossen. Zur Verbindung der Schaufelbretter B und D mit den Kegeln K und der Bodenbretter E mit dem Radkranz werden Laschen L von Flacheisen benutzt, welche quer über die Schaufelbretter und den Radboden geschraubt werden. Die inneren Schaufelbretter D sind mit ihren Kanten in die Bodenbretter eingelassen, damit eine wasserdichte Verbindung zwischen den Schaufeln und den Bodenbrettern besteht.

Bei dem dargestellten Radkranze sind von außen Zahnkranzstücke Z angeschraubt, welche sich zu einem Zahnrad mit innerer Verzahnung zusammensetzen, welches die Kraft des Wasserrades fortzuleiten hat.

Radarme. Als Material für die Radarme kommt sowohl Holz, wie Guß- und Schmiedeeisen in Betracht. Wir wissen bereits, daß man nach der Art, wie die Arme des Wasserrades in Anspruch genommen werden, unterscheidet:

Steife Arme und

Spannstangenarme.

Die ersteren sind von verschiedener Querschnittsform, die letzteren sind immer runde, schmiedeeiserne Stangen.

Die steifen Arme erhalten, wenn sie von Holz sind, einen rechteckigen Querschnitt, und zwar ist das Verhältniß von der Breite zur Höhe = 2 : 3. Gußeisernen Armen giebt man die Querschnittsform, entsprechend

Fig. 169 und 170, und wählt dabei das Verhältniß der Breite zur Höhe = $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{6}$. Schmiedeeisernen Armen endlich giebt man die I-Form, entsprechend Fig. 171, oder die U-Form, entsprechend Fig. 172. Das Verhältniß der Breite wählt man dabei $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{10}$.

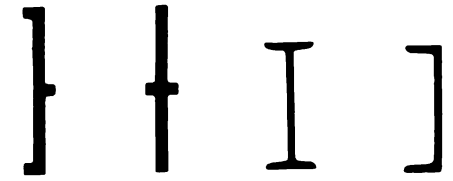


Fig. 169. Fig. 170. Fig. 171. Fig. 172.

Von der Mitte gegen den Umfang hin verjüngt man die Arme im Verhältniß von 4 : 3.

Die steifen Arme werden alle von der Kraft, welche am Umfange des Rades wirkt, auf Biegung beansprucht. Außerdem aber auch auf Druck oder auf Zug, je nachdem die Arme nach oben oder nach unten gerichtet, die Last des Rades zu tragen haben. Der nach oben gerichtete Arm muß ebenso viel von der Last zusammengedrückt, als der nach unten gerichtete durch Zug gestreckt werden.

Die Spannstangenarme können, wie wir bereits wissen, Radial-, Diagonal- oder Umfangsstangen sein. Da sie stets auf Zug beansprucht werden, so verwendet man runde, schmiedeeiserne Stangen. Es haben von den Radialstangen nur die nach unten gerichteten das Gewicht des Rades zu tragen. Ihre Festigkeit muß so berechnet werden, als ob das ganze Radgewicht an einer einzigen der Stangen, und zwar an der gerade nach unten gerichteten, aufgehängt sei.

Die Stärke der Diagonalstangen kann, da die Stangen nur der seitlichen Versteifung des Rades dienen, nicht berechnet werden, man giebt ihnen einen Durchmesser von $\frac{3}{4}$ der Stärke der Radialstangen.

Die Umfangs-Stangen sollen einen Theil der Kraft, die dem Wasserrad zugeführt wird, auf den Zahnkranz übertragen. Sie sind so angeordnet, daß sie nur auf Zug in Anspruch genommen werden können, und man giebt ihnen eine Stärke von $\frac{3}{5}$ der Stärke der Radialstangen.

Die Verbindung der Arme mit dem Radkranze. Die steifen Arme werden meistens auf den Radkranz aufgeschraubt. In Fig. 151 bis 153 ist die Verbindung für hölzerne Arme mit einem hölzernen Kranze dargestellt. Der Arm A ist an seinem Ende schwalbenschwanzförmig abgesetzt und greift in eine entsprechend gestaltete Nuth der äußeren Wand S_1 des Radkranzes ein. Die Verbindung zwischen dem Arm A mit dem hölzernen Radkranz S_1 und S_2 wird durch Schraubenbolzen gesichert. Sind die Arme und der Kranz aus Gußeisen, so muß, wie Fig. 173 und 174 zeigen, dafür gesorgt

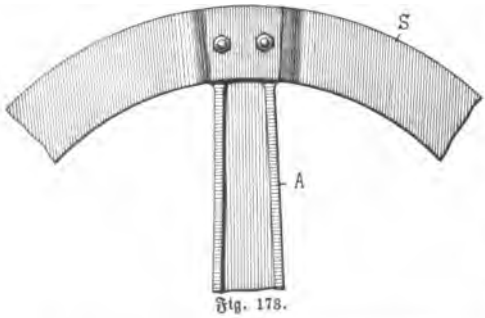


Fig. 173.

Fig. 174.

sein, daß der Arm A sich in Vertiefungen am Radkranz einlegen kann. Der gußeiserne Radkranz wird dann am einfachsten mit Nasen N_1 und N_2 versehen, zwischen denen das Ende des Armes eingepaßt wird.

In Fig. 163 und 164 haben wir eine andere Verbindungsart für gußeiserne Radkränze kennen gelernt, bei denen die Radarme mit dem Radkranz stumpf zusammenstoßen. Eine weitere Ausführungsform für Radkränze zeigen Fig. 175 und 176. Die einzelnen Bogenstücke S_1 und S_2 des Radkranzes stoßen stumpf zusammen, während der Radarm A, wie eine Verbindungslasche, über die Stoßfuge gelegt wird, sodaß die Verbindungsschrauben zugleich zur Armbefestigung dienen.

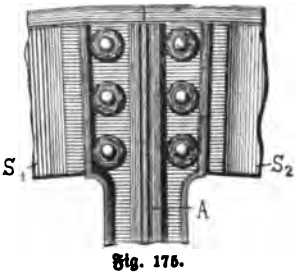


Fig. 175.

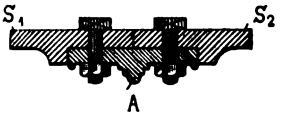


Fig. 176.

Damit die Befestigungsschrauben nicht quer zu ihrer Achsenrichtung, also auf Abscheerung in Anspruch genommen werden können, müssen die Arme auf den Bogenstücken des Radkranzes gegen seitliche Verschiebung gesichert werden und wie die Arme Fig. 173 bis 176 in Vertiefungen der Bogenstücke oder zwischen Rippen, welche auf Radkranzstücken aufgesetzt sind, sich einlegen. Man hält die Enden der Radarme an dieser Stelle auch schmäler, als der Zwischenraum dies gestattet, um die Verbindung mittelst Keilen von Holz oder Eisen zu sichern.

Die schmiedeeisernen Arme von U-förmigem Querschnitt werden gewöhnlich wie die hölzernen Arme auf die Radkränze aufgeschraubt. Um auch die Befestigungsschrauben dieser Verbindung gegen seitliche Inanspruchnahme zu sichern, pflegt man auf dem schmiedeeisernen Radkranze zu beiden Seiten des Armes ein paar Winkeleisen aufzunieten.

Der Armquerschnitt hängt nicht nur von der Größe des Wasserrades und der Anzahl der zu verwendenden Arme ab, sondern auch ganz besonders von der Inanspruchnahme, der er durch die Fortpflanzung der Kraft ausgesetzt ist. Wird diese Kraft mittelst eines Zahnrades fortgepflanzt, welches auf der Wasserradwelle oder an einem Armstern angebracht ist, so muß sie durch die Arme hindurchgeleitet werden. Dabei werden die Arme von dieser Kraft stark auf Verbiegung in Anspruch genommen.*)

---

*) Weisbach: „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik" II, 2.
Bezeichnet

m = Anzahl der Arme des Wasserrades,
b_1 = Breite eines Armes,
h_1 = Dicke eines Armes,

so hat man in

$$P \cdot l = b_1 h_1^2 \frac{s}{6},$$

für P die Kraft $\frac{P}{m}$, für die Länge l den Radhalbmesser a und für s die höchstens zulässige Materialspannung pro Flächeneinheit zu setzen und erhält damit

$$\frac{P \cdot a}{m} = 9{,}549 \frac{L}{m \cdot n} = b_1 h_1^2 \frac{s}{6},$$

Wesentlich anders ist es, wenn das Zahnrad unmittelbar an dem Radkranze des Wasserrades befestigt ist, wie bei Fig. 138 und 141, wobei entweder zu beiden Seiten des Radkranzes je ein Zahnkranz oder nur ein Zahnkranz in der Mittelebene des Wasserrades angebracht ist. In diesem Falle wird die Kraft des Wasserrades auf das Zahnrad unmittelbar übertragen und nicht mehr durch die Arme des Rades fortgeleitet. Die Stärke der Arme kann deshalb wesentlich geringer sein, weil sie fast nur vom Gewicht des Rades abhängt, welches die Arme zu tragen haben.*)

---

wenn L = Leistung in mkg pro Sekunde und n = Umdrehungszahl pro Minute bedeutet. Ist nun noch das Verhältniß $\frac{b_1}{h_1} = \mu$ ein bestimmtes, z. B. bei Holz $= \frac{5}{7}$ und bei Gußeisen $= \frac{1}{5}$, so erhält man hiernach für die gesuchte Dicke der Radarme:

$$h_1 = 3{,}86 \sqrt[3]{\frac{L}{\mu \,.\, s \,.\, m \,.\, n}}.$$

Drückt man s in Metern und L in Pferdestärken aus, so erhält man mit $\mu = \frac{5}{7}$ für Holz und s = 0,75 kg pro qmm für hölzerne Arme:

$$h_1 = 0{,}20 \sqrt[3]{\frac{L}{m \,.\, n}}.$$

Der Sicherheit wegen und weil die Arme auch noch das Gewicht des Rades aufnehmen müssen, nimmt man in der Praxis reichlich das Doppelte, also:

$$h_1 = 0{,}4 \sqrt[3]{\frac{L}{m \,.\, n}}.$$

Mit $\mu = \frac{1}{5}$ und s = 5 kg pro qmm erhält man für gußeiserne Arme:

$$h_1 = 0{,}163 \sqrt[3]{\frac{L}{m \,.\, n}}.$$

In der Praxis nimmt man das Doppelte:

$$h_1 = 0{,}3 \sqrt[3]{\frac{L}{m \,.\, n}}.$$

Für Schmiedeeisen kann man setzen $\mu = \frac{1}{8}$ und s = 3 kg pro qmm und ergäbe sich damit für die Praxis:

$$h_1 = 0{,}45 \sqrt[3]{\frac{L}{m \,.\, n}}.$$

Hat man so die Dicke h_1 bestimmt, so erhält man aus dem Verhältniß $\frac{b_1}{h_1} = \mu$ die Breite zu:

$$b_1 = \mu \,.\, h_1.$$

*) Nach Weisbach: „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik" II, 2 kann man zur Bestimmung des Querschnittes F der Arme für Räder, bei denen dieselben nur durch das Radgewicht G beansprucht werden, folgende Formeln benutzen:

für hölzerne Arme $F = 11 \frac{G}{m}$ qmm,

„ gußeiserne Arme $F = 1{,}5 \frac{G}{m}$ qmm,

„ schmiedeeiserne Arme $F = 0{,}75 \frac{G}{m}$ qmm,

worin m = Anzahl der Arme bedeutet.

Bei den Rädern mit Spannstangen — entsprechend den Anordnungen Fig. 139 bis 141 — bestehen sowohl die Radialstangen, wie die Diagonalstangen und auch die Umfangsstangen aus schmiedeeisernen Stäben. Es müssen daher an den Radkränzen besondere Einrichtungen getroffen werden, diese Stangen zu befestigen.

Fig. 177 zeigt die gebräuchlichste Befestigungsart zweier Diagonalstangen A_1 und A_2, welche an dem mittleren Radkranze eines Rades angreifen. Die Diagonalstangen sind mit ihren Enden in die hülsenartigen Ansätze H_1 und H_2 eingepaßt und durch Keile mit ihnen verbunden, sodaß man in der Lage ist, durch Anziehen der Keile die Stangen nachspannen zu können.

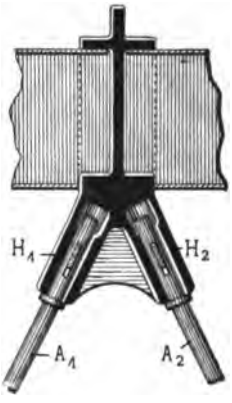


Fig. 177.

Die Radialstangen werden so stark gemacht, daß eine einzige im Stande ist, das Gewicht des an ihr aufgehängten Wasserrades zu tragen.*)

Die Spannvorrichtung der Radialstangen wird gewöhnlich an der Nabe des Rades eingerichtet und die Stangen an dem Radkranz nur eingehängt. Fig. 178 und 179 zeigen zwei Verbindungsarten der Radialstangen mit dem Radkranz. Bei Fig. 178 ist die Radialstange R in eine Verstärkung am Radkranz S eingeführt und die Verbindung durch einen Splint N hergestellt. Bei der Ausführung Fig. 179 legt sich die Radialstange mit ihrem eckigen Kopf K in eine entsprechende Ausspahrung des Radkranzes S ein.

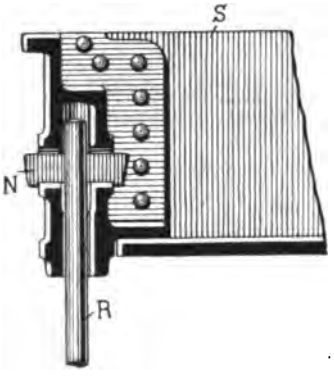


Fig. 178.

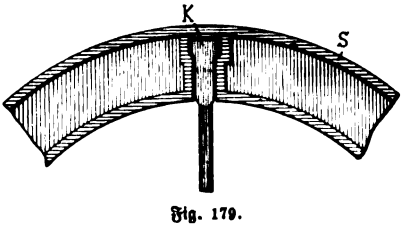


Fig. 179.

Die Kraft des Wasserrades wird nicht durch die Radialstangen fortgeleitet, sondern durch die Umfangsstangen, und deshalb können die ersteren auf Biegung nicht beansprucht werden. Die Verbindung einer

*) Pechan: „Leitfaden des Maschinenbaues" giebt für den Durchmesser der Radialstangen die Formel:

$$d = 6{,}515 \sqrt{N_a},$$

wenn N_a = absoluter Nutzeffekt des Wasserrades in Pferdestärken bedeutet.

Den Durchmesser der Diagonalstangen nehme man dann

$$d_1 = 0{,}75\ d$$

und denjenigen der Umfangsstangen

$$d_2 = 0{,}6\ d.$$

Umfangsstange mit dem Radkranz ist in Fig. 180 und 181 dargestellt. An den Radkranz S, welcher auch den Zahnkranz Z trägt, ist der hülsenartige Ansatz H angegossen. Dieser nimmt die Umfangsstange U auf.

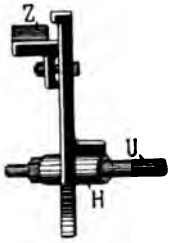


Fig. 180.

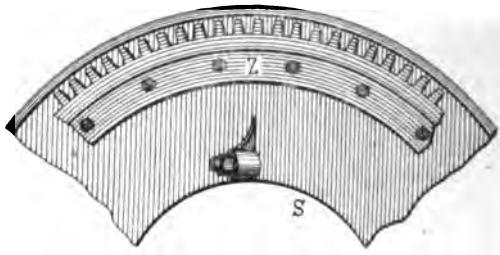


Fig. 181.

Die Umfangsstangen erfordern aber auch noch eine besondere Spannvorrichtung, weil sie einen Theil der Kraft, welche dem Wasserrad mitgetheilt wird, weiter fortzupflanzen haben. Aus diesem Grunde werden die Umfangsstangen aus zwei Theilen zusammengesetzt, welche mittelst eines Spannschlosses zusammengehalten werden. Diese Verbindung kann entsprechend Fig. 182 hergestellt werden, wobei die Enden der Spannstangenstücke U_1 und U_2 mit entgegengesetzt verlaufendem Gewinde versehen und durch den Spannbügel P zusammengehalten sind. Durch Drehen des letzteren werden die Spannstangenstücke U_1 und U_2 zusammengezogen und die Umfangsstange gespannt.

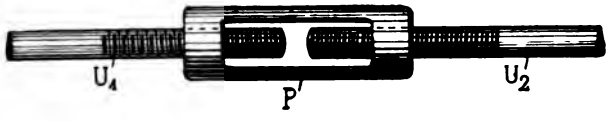


Fig. 182.

Anstatt der Schraubenverbindung kann auch die Keilverbindung zur Spannung benutzt werden. Die Enden der Spannstangenstücke U_1 und U_2 werden dann — entsprechend Fig. 183 — in einer Hülse H vereinigt und durch die Keile K_1 und K_2 mit ihr verbunden. Durch Anziehen der Keile wird die Spannung der Umfangsstangen ermöglicht.

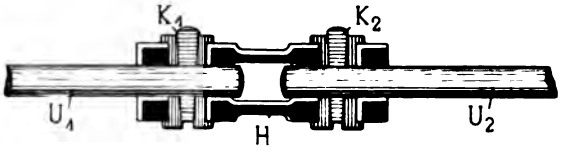


Fig. 183.

Verbindung des Radkranzes mit der Radnabe. Die Radnabe ist bei den Wasserrädern mit Rücksicht auf die große Befestigungsfläche, welche die Arme erfordern, zu einer Rosette ausgebildet, nur bei den hölzernen Rädern mit hölzernen Wellen ist eine besondere Rosette zur Befestigung der Arme an letztere nicht erforderlich.

Die Verbindung hölzerner Arme mit einer hölzernen Welle kann entweder durch Einstecken der Arme in die Welle oder durch Hindurchstecken der Arme

durch die Welle oder endlich durch Aufſatteln der Arme auf der Welle hergeſtellt werden. Die beiden erſteren Verbindungsarten ſind unvortheilhaft, weil die Welle bei ihnen zu ſehr geſchwächt wird und die Arme gerade nach der Richtung hin, wo ſie am meiſten in Anſpruch genommen werden, am ſchwächſten ausfallen. Die dritte Art der Verbindung zwiſchen Rad und Welle iſt in Fig. 184 und 185 für acht Arme bei einer viereckigen Welle dargeſtellt. Dieſe Verbindung kann auch für zwölf Arme bei einer ſechseckigen Welle benutzt werden. Wie aus der Figur erſichtlich iſt, beſtehen die acht Arme aus vier ſich kreuzenden Hölzern A_1 bis A_4. Die vier Hölzer ſind unter ſich verbunden und ſo nahe gegen einander gebracht, daß ſie die viereckige Welle W mit einem kleinen Spielraume umgeben. Durch Keile, welche zwiſchen die Welle und die Armhölzer eingetrieben werden, wird die Verbindung geſchloſſen, die eine nachträgliche Ausrichtung geſtattet.

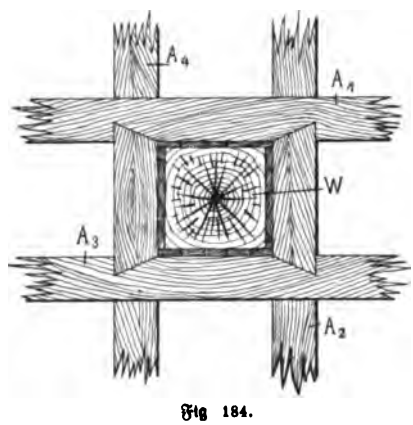


Fig. 184.

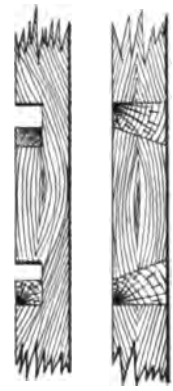


Fig. 185.

Für große Räder und für alle Räder mit eiſernen Wellen benutzt man als Verbindungsglied eine Roſette. Die Roſetten werden meiſtens aus Gußeiſen hergeſtellt; ſie ſind ſehr verſchieden geſtaltet, je nachdem ſie zur Befeſtigung von Holzarmen, ſteifen gußeiſernen oder ſchmiedeeiſernen Armen oder Spannſtangen benutzt werden.

In Fig. 186 und 187 iſt eine Roſette für Holzarme wiedergegeben. Die Roſette iſt mit je einem gußeiſernen Schuh S für die Radialarme A verſehen, an den

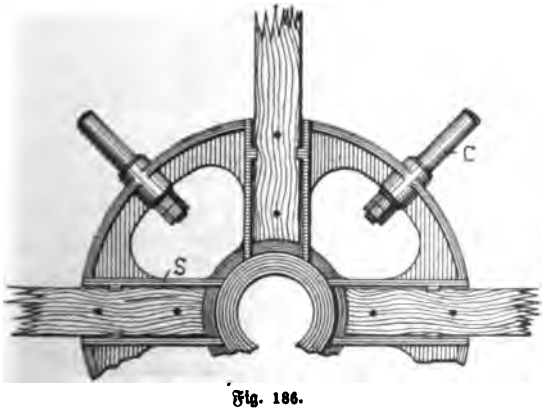


Fig. 186.

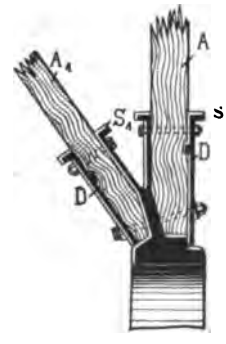


Fig. 187.

ſich ein zweiter ſchräg gerichteter Schuh S_1 für die Diagonalſtangen A_1 anſchließt. Gegen die radiale Verſchiebung der Arme ſind in jedem Schuh Naſen vorgeſehen,

welche in entſprechende Einſchnitte der Holzarme eingreifen. Die Befeſtigung
ſchrauben haben deshalb nur wenig zu halten. Als Unterlagen für die B
feſtigungsſchrauben, die durch die Holzarme und die eiſernen Schuhe hindurch gehe
bedient man ſich gußeiſerner Deckel D.

Die Roſettenbefeſtigung geſtattet es auch, zwiſchen den Armen je eine run
Stange C mit Schraubengewinde anzuordnen, mit deren Hilfe es möglich iſt, d
Radkranz gegenüber der Welle auszurichten.

In ganz ähnlicher Weiſe ſind, wie aus Fig. 188 bis 191 erſichtlich iſt, d
Roſetten zur Aufnahme gußeiſerner und ſchmiedeeiſerner Arme eingerichtet. D

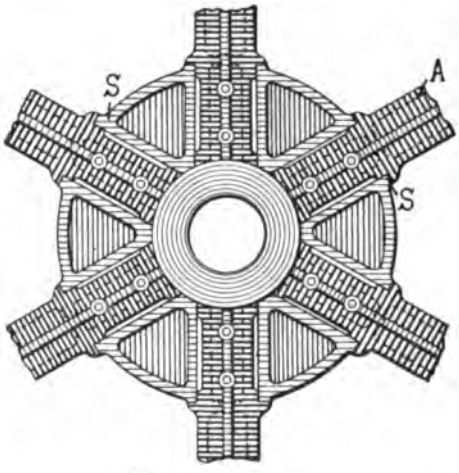


Fig. 188.

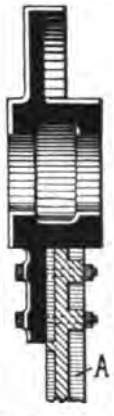


Fig. 189.

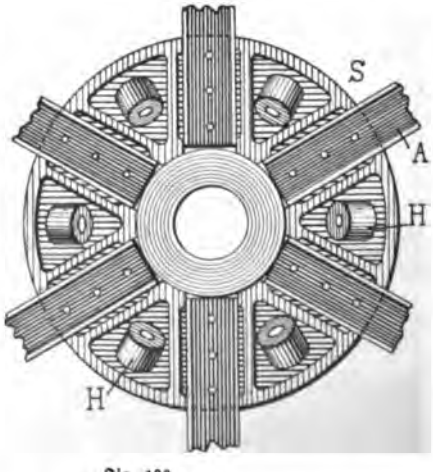


Fig. 190.

Fig. 191.

Arme A legen ſich in die ſchuhförmigen Vertiefungen S der Roſette ein, in welc
ſie möglichſt genau eingepaßt werden. Zur Befeſtigung dienen durchgehen
Schraubenbolzen. Bei der Ausführung Fig. 190 und 191 ſind zwiſchen je zw

Schuhen hülsenförmige Augen H an die Rosette angegossen, die zur Aufnahme der Diagonalstangen D dienen.

Eine Rosette für Räder mit Spannstangen zeigen Fig. 192 und 193. Die Rosette besteht aus einer Nabe N, welche mit einer Anzahl hülsenförmiger

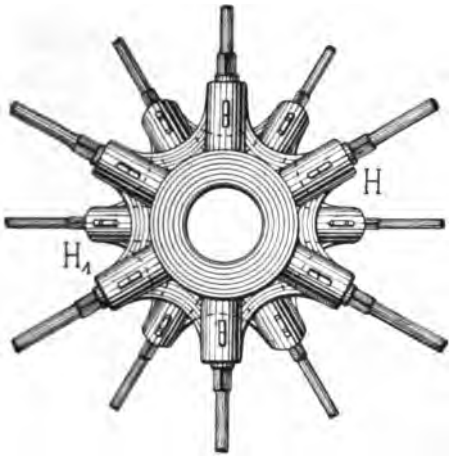


Fig. 192.

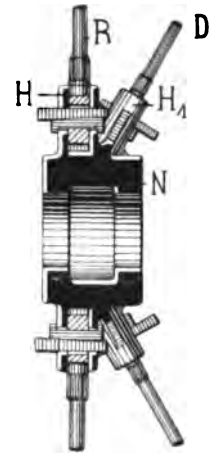


Fig. 193.

Ansätze H und H_1 ausgerüstet ist. In diesen Ansätzen werden die Radialstangen R und die Diagonalstangen D eingesetzt. Sie sind zu diesem Zwecke sauber ausgebohrt, sodaß die verstärkten Enden der Stangen genau hinein passen. Unter Benutzung der Keilverbindung werden die Stangen an der Rosette befestigt.

Die Wasserradwelle. Die Wellen der Wasserräder werden aus Holz, Gußeisen, Schmiedeeisen oder Stahl gefertigt. In neuerer Zeit werden die letztgenannten Materialien am häufigsten benutzt.

Hölzerne Wellen eignen sich am besten. Das Eichenholz, aber auch das Fichten- und Tannenholz kommt zur Verwendung. Man giebt den hölzernen Wellen einen runden, viereckigen, sechseckigen und achteckigen Querschnitt. Wenn man ihre Stärke nach den Resultaten der Berechnung wählen würde, so würde sie gewöhnlich zu klein ausfallen. Man giebt den hölzernen Wellen deshalb eine Stärke, welche aus den praktischen Erfahrungen heraus als geeignet erachtet worden ist, und macht, wenn die Welle auch auf Verdrehung in Anspruch genommen wird:

den Wellendurchmesser $D = 5\,d$ bei schmiedeeisernen Zapfen,
„ „ $D = 4\,d$ „ gußeisernen Zapfen,

wobei mit d der Durchmesser der Wellenzapfen bezeichnet ist.

Die hölzerne Welle muß natürlich einen eisernen Zapfen erhalten. Fig. 19 zeigt eine einfache Verbindung eines spitzen Zapfens Z mit einer Holzwelle W. Der Zapfen wird durch eine gußeiserne Scheibe hindurch mit seiner Spitze in das Wellenende hinein getrieben. Die Scheibe übergreift die Stirnfläche der Welle und wird mittels Holzschrauben an ihr befestigt. Durch Aufziehen schmiedeeiserner Ringe auf das konisch abgesetzte Ende der Welle W wird die Verbindung gesichert.

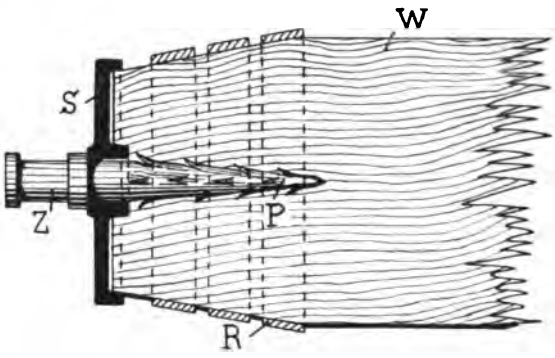


Fig. 194.

Zwei weitere Verbindungsarten einer hölzernen Welle mit eisernen Zapfen haben wir im I. Band kennen gelernt, und zwar die in Fig. 689 dargestellte Wurzel- oder Ankerzapfen-Verbindung und die Kreuzzapfen-Verbindung Fig. 690 und 691. Bei der Wurzelzapfen-Verbindung Fig. 689 erhält das Kopfende der hölzernen Welle einen Einschnitt, groß genug, um das ankerförmige Ende B des Zapfens in die Welle einzuführen. Die freigebliebenen Ausschnitte werden mit den Holzstücken H_1 und H ausgesetzt und die Verbindung durch warm aufgezogene, schmiedeeiserne Ringe gesichert. Der nach dem ankerförmigen Ende B verjüngt zulaufende Arm S des Schaftes verhindert ein Zurücktreten in den Wellenkopf. Die Kreuzzapfen-Verbindung Fig. 690 und 691 ist eine sehr zuverlässliche. Der Zapfen Z ist in das Kreuz K des Ringes G eingesetzt. Die gut bearbeiteten Theile werden zusammengesetzt und durch Kopfschrauben S mit einander verbunden. Zur Verstärkung des gußeisernen Ringes G wird endlich der schmiedeeiserne Ring R auf diesen warm aufgezogen.

Den gußeisernen Wellen giebt man die Querschnittsform Fig. 195 bis 197. Die beiden ersten Querschnitte Fig. 195 und 196 werden bei Wellen benutzt,

Fig. 195.

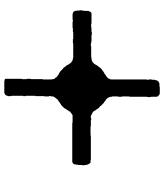


Fig. 196.

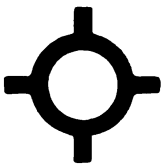


Fig. 197.

welche nur auf Biegung beansprucht werden. Für Wellen, welche auf Biegung und Verdrehung gleichzeitig in Anspruch genommen werden, benutzt man die Querschnittsform, entsprechend Fig. 197. Während bei den hölzernen Wellen schmiedeeiser

Zapfen eingesetzt werden, werden bei gußeisernen Wellen von vollem Querschnitt die Zapfen direkt angedreht. Sind dagegen die gußeisernen Wellen hohl, so müssen ebenfalls schmiedeeiserne Zapfen eingesetzt werden. Fig. 198 zeigt die Verbindung einer hohlen gußeisernen Welle A mit dem schmiedeeisernen Zapfen Z. Durch den Keil K wird die Verbindung zwischen beiden geschlossen.

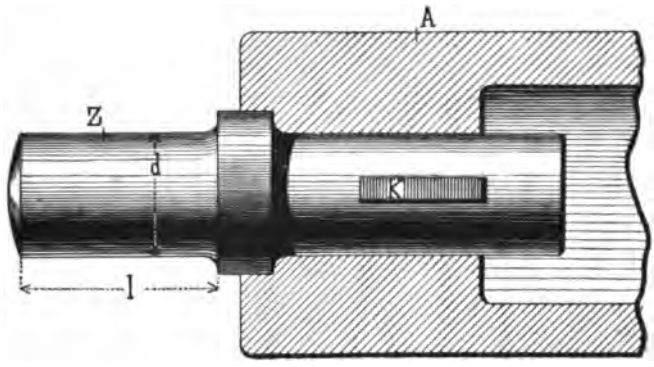


Fig. 198.

Die schmiedeeisernen und die Stahlwellen haben fast nur einen runden Querschnitt.*) Die Zapfen werden an den Enden der Welle direkt angedreht.**)

Auch nach ihrer Beanspruchung haben wir bei den Wellen unterschieden, ob sie nur auf Biegung in Anspruch genommen werden oder nur auf Verdrehung

---

*) Nach Prof. Hart ist:

für gußeiserne Wellen: $D = 15 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$,

„ schmiedeeiserne Wellen: $D = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$,

worin N = Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken,
n = Anzahl der Umdrehungen des Wasserrades in der Minute bedeutet.

**) Pechan: „Leitfaden des Maschinenbaues."
Bedeutet
d = Durchmesser des Stirnzapfens der Wasserradachse in mm,
l = Länge „ „ „ „ „ „ ,
P = Zapfendruck in kg,
so kann man nehmen:
für Stahl in Bronze- oder Weißmetalllagern
$d \geqq 1{,}07 \sqrt{P}$,
$l = 1{,}7\,d$,
für Schmiedeeisen in Bronze- oder Weißmetalllagern
$d \geqq 1{,}125 \sqrt{P}$,
$l = 1{,}5\,d$,
für Schmiedeeisen in Gußeisenlagern
$d \geqq 1{,}2 \sqrt{P}$,
$l = 1{,}75\,d$,
für Gußeisen in Bronze- oder Weißmetalllagern
$d \geqq 1{,}6 \sqrt{P}$,
$l = 1{,}5\,d$.

oder auf Biegung und Verdrehung zugleich. Mit Rücksicht hierauf bestimmt s die Stärke der Wasserradwelle.*)

Die Höhenverhältnisse der Wasserräder. Soll eine Fabriksanlage m telst eines Wasserrades betrieben werden, so muß geprüft werden, inwiefern die Men und das Gefälle des Wassers, welches zur Verfügung steht, zum Betrieb ausreic

---

*) Zur Berechnung der Dimensionen der Wasserradwelle ist die Bestimmung des G wichtes G des Rades erforderlich. Grashof giebt hierfür folgende empirische Formel an:

$$G = 1400 \frac{N}{\varepsilon \cdot n} \text{ kg},$$

worin N = Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken,
ε = Füllungs-Coefficient des Rades,
n = Anzahl der Umdrehungen bedeut

Eine genaue Gewichtsberechnung des Rades hat natürlich nach Ausarbeitung des En wurfes zu erfolgen.

Es bezeichnet nun nach Pechan, „Leitfaden des Maschinenbaues", für einen bestimmt Querschnitt der Welle:

M_b = Biegungsmoment,
M_d = Drehungsmoment,
$(M_b)_i$ = ideelles Biegungsmoment,
S = Spannung in der stärkst gespannten Faser für das ideelle Biegungsmome in kg pro qmm,
D = Durchmesser der Welle in diesem Querschnitt in mm,
z = Querschnittsmodul.

Hiermit erhält man:

$$z = \frac{\pi}{32} D^3,$$

$$(M_b)_i = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_d^2},$$

wofür man auch näherungsweise setzen kann:

für $M_b > M_d$
$(M_b)_i = 0{,}975\, M_b + 0{,}25\, M_d$

und für $M_b < M_d$
$(M_b)_i = 0{,}625\, M_b + 0{,}6\, M_d.$

Da bei Wasserrädern normal M_b viel größer ist als M_d, so kommt hierfür gewöhnli die letzte Gleichung zur Anwendung, nach welcher abgerundet gesetzt werden kann:

$$(M_b)_i = M_b + \frac{1}{4} M_d.$$

Es ist ferner $(M_b)_i = S \cdot z$

und hieraus $z = \frac{(M_b)_i}{S}.$

Den obigen Werth von z in diese Gleichung eingesetzt, giebt

$$\frac{\pi}{32} D^3 = \frac{(M_b)_i}{S},$$

woraus

$$D = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{(M_b)_i}{S}}.$$

Hierin kann man setzen:

für Schmiedeeisen $S = 4$ bis 6 kg pro qmm,
für Stahl $S = 5$ bis $7{,}5$ „ „ „ „
für Gußeisen $S = 2$ bis 3 „ „ „ „

Bei Berechnung des Wasserrades wird von diesen beiden bekannten Begriffen ausgegangen, und unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades für die Art des Wasserrades, das zur Verwendung kommen kann, ergiebt sich aus der Menge des Wassers, welches dem Rade in der Sekunde unter einem gewissen Gefälle zufließt, die Leistung desselben. Die Höhenverhältnisse, welche bei der Berechnung des Wasserrades in Frage kommen, sollen für jede Wasserradart besonders besprochen werden.

Das oberschlächtige Wasserrad.*) Bei der Berechnung des oberschlächtigen Rades geht man zunächst von der Zahl der Umdrehungen aus, welche man dem Rade geben kann, oder von der Geschwindigkeit, die es an seinem Umfang

---

*) Prof. Hart in Karlsruhe giebt folgende Formeln zur Berechnung eines oberschlächtigen Wasserrades an:

Als gegeben wird angenommen die Wassermenge Q und das Gefälle H. Man erhält dann, gleich für alle Wasserräder, den absoluten Effekt

$$N_a = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75},$$

wenn γ = spezifisches Gewicht des Wassers also pro cbm = 1000 ist.

Mit dem Wirkungsgrad η bestimmt sich dann hieraus der Nutzeffekt

$$N_n = \eta \cdot N_a.$$

Man wählt jetzt nach obigen Angaben die Umfangsgeschwindigkeit v des Rades und nimmt den Winkel β, um welchen das Rad aus der Senkrechten bis zum Eintritt des Wassers gedreht werden muß, zu 8 bis 10° an.

Die Geschwindigkeit, mit der das Wasser in das Rad eintritt, findet man weiter aus:

$$V = 2\,v.$$

Andererseits ist aber auch

$$V = \varphi \sqrt{2\,g\,h},$$

mit φ = einem Geschwindigkeits-Coefficient = 0,95 bis 0,97, g = 9,81 Beschleunigung der Schwere und h = Entfernung des Oberwasserspiegels von dem Eintrittspunkt des Wassers.

Hieraus ergiebt sich:

$$h = \frac{1}{\varphi^2} \frac{V^2}{2\,g}.$$

Das Gefälle H setzt sich zusammen aus:

$$H = h + h_o + R\,(1 + \cos\beta),$$

worin h_o = Entfernung der Unterkante des Rades bis zum Unterwasserspiegel und R = Radius des Rades bedeutet. Der Radius ist dann:

$$R = \frac{H - h - h_o}{1 + \cos\beta}.$$

Die Tourenzahl n ergiebt sich jetzt aus:

$$n = \frac{30\,v}{\pi \cdot R} = 9{,}549\,\frac{v}{R}.$$

Jetzt wähle man nach obigen Angaben den Füllungsgrad m des Rades. Die Dimensionen der Zellen ergeben sich aus dem Verhältniß:

$$\frac{b}{a} = 2{,}25\,\sqrt[3]{N_a}.$$

Es ergiebt sich hiermit

die Schaufelbreite $\quad b = \sqrt{\frac{Q}{m \cdot v}\left(\frac{b}{a}\right)},$

die Schaufeltiefe oder Kranzbreite $\quad a = \frac{b}{\left(\frac{b}{a}\right)},$

Einlauf versehen sind. Die Umfangsgeschwindigkeit entspricht der Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers, und es ist:

bei mittelschlächtigen Wasserrädern mit Spannschütze letztere $1^3/_4 - 2$mal so groß als erstere,

bei mittelschlächtigen Wasserrädern mit Ueberfallschütze 2mal so groß und

bei mittelschlächtigen Rädern mit Coulissen-Einlauf $1^1/_2$mal so groß.

Den Halbmesser der mittelschlächtigen Räder wählt man erfahrungsmäßig und zwar:

für Räder mit Spannschütze 1,5 —2,5mal so groß als das vorhandene Gefälle,
" " " Ueberfallschütze 1,25—1,5 " " " " " " " "
" " " Coulissen-Einlauf 0,9 —1 " " " " " " " "

Soll aber das Wasserrad eine bestimmte Anzahl von Umdrehungen machen, so muß der Halbmesser des Rades dieser Geschwindigkeit entsprechend in bekannter Weise berechnet werden.

Von der Umfangsgeschwindigkeit der Räder hängen auch die Schaufelräume ab. Ihren Füllungsgrad pflegt man bei allen mittelschlächtigen Rädern $\frac{1}{2}$ zu nehmen.

Das unterschlächtige Wasserrad.*) Wie bei allen Wasserrädern muß auch hier die Umfangsgeschwindigkeit des Rades in einem bestimmten Verhältniß zur

---

das Verhältniß $\frac{b}{a}$ hat man nur zu setzen:

$$\frac{b}{a} = 1{,}75 \sqrt[3]{N_a}.$$

Nach Bestimmung der Eintrittsgeschwindigkeit V des Wassers in das Rad findet man die Höhe h des Oberwasserspiegels über dem Eintrittspunkte aus:

$$h = \frac{1}{\varphi^2} \frac{V^2}{2g}$$

mit dem Geschwindigkeits-Coefficienten $\varphi = 0{,}95$ bis $0{,}97$ und g = Beschleunigung der Schwere = 9,81 m. Die Breite des einströmenden Wasserstrahles kann für das mittelschlächtige Rad mit Spannschütze und Ueberfallschütze nach derselben Formel bestimmt werden, wie für das oberschlächtige Rad. Das mittelschlächtige Rad mit Coulissen-Einlauf erhält für die Breite des Wasserstrahles besondere Dimensionen, die weiter unten angegeben werden.

*) Für das unterschlächtige Wasserrad giebt Prof. Hart in Karlsruhe noch folgende Formeln zur Berechnung:

Der Gang der Rechnung bleibt derselbe, wie bei den oberschlächtigen Rädern angegeben. Für das Verhältniß:

$$\frac{\text{Umfangsgeschwindigkeit}}{\text{Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers}} = \frac{v}{V}$$

setzt man nach Theorie und Erfahrung = 0,4.

Bedeutet φ = Geschwindigkeits-Coefficient = 0,95, so ist die Geschwindigkeit V:

$$V = \varphi \sqrt{2g \cdot H}, \qquad \text{also:}$$

$$v = 0{,}4\, V = 0{,}4\, \varphi \sqrt{2g\,H},$$

wenn H = Gefälle des Wassers ist.

Man berechnet jetzt die Tourenzahl nach der bekannten Formel oder aus dieser, wenn die Tourenzahl und die Umfangsgeschwindigkeit gegeben sind, den Halbmesser des Rades. Wählt man die Schaufeltiefe a nach obigen Angaben, so ergiebt sich die Schaufelbreite b aus:

$$b = \frac{Q}{a \cdot v \cdot m},$$

vorderen Rand jeder Schaufel um ein Viertel der Schaufeltheilung über den Boden jeder vorhergehenden Schaufel hinwegreichen, d. h. man giebt den Schaufeln eine Ueberdeckung von einem Viertel der Schaufeltheilung und verhindert dadurch das frühzeitige Austreten des Wassers aus den Zellen.

Das rückenschlächtige Wasserrad.*) Die Umfangsgeschwindigkeit dieses Rades wählt man zwischen 1,50—1,70 m. Man läßt das Aufschlagwasser bei ihnen mit einer Geschwindigkeit von etwa 3 m in das Rad einströmen.

Bei diesen Rädern kann man eine größere Anzahl von Zellen benutzen, als bei oberschlächtigen Rädern, weil man in dem Radkranzboden besondere Spalten vorsehen kann, durch welche die Luft entweicht. Man kann also einen größeren Füllungsgrad für den Zellenraum der rückenschlächtigen Räder annehmen.

Läßt man das Rad in einem Gerinne laufen, so ist es möglich, jede Zelle mehr zu füllen, als bei Rädern ohne Gerinne. Wird bei letzteren der Füllungsgrad auf ein Viertel festgesetzt, dann kann er bei Rädern mit Gerinne auf ein Drittel angenommen werden.

Das mittelschlächtige Wasserrad.**) Die mittelschlächtigen Räder haben wir darnach unterschieden, ob sie mit Spannschütze, Ueberfallschütze oder Couliffen-

---

*) Für das rückenschlächtige Wasserrad giebt Prof. Hart in Karlsruhe folgende Formeln zur Berechnung:

Nachdem man, wenn Q und H gegeben sind, den Nutzeffekt des Rades bestimmt hat, wählt man die Umfangsgeschwindigkeit.

Das Wasser läßt man an einer Stelle in das Rad eintreten, an welcher der Winkel des Halbmessers gegen die Senkrechte $\alpha = 50$ bis $60°$ austrägt.

Das Gefälle ergiebt sich aus:

$$H = R\,(1 - \cos\alpha)$$

und daraus der Radhalbmesser:

$$R = \frac{H}{1 + \cos\alpha}.$$

Setzt man hierin die speziellen Verhältnisse für α ein, also 1. $\alpha = 50°$, so ist

$$R = \frac{H}{1 + \cos 50°} = 0{,}61\ H,$$

2. $\alpha = 60°$, so ist $$R = \frac{H}{1 + \cos 60°} = 0{,}67\ H.$$

Man kann also $R = 0{,}61\ H$ bis $0{,}67\ H$ setzen.

Die übrigen Verhältnisse bestimmen sich aus denselben Formeln, wie sie für das oberschlächtige Rad angegeben waren.

**) Im Folgenden seien die Formeln zur Berechnung der mittelschlächtigen Wasserräder nach Prof. Hart in Karlsruhe zusammengestellt.

Der Nutzeffekt wird wieder aus den schon bekannten Formeln gefunden.

Man wählt die Umfangsgeschwindigkeit und bestimmt den äußeren Radhalbmesser nach den oben angegebenen Werthen.

Aus der Tourenzahl $$n = \frac{30\,v}{\pi \,.\, R}$$ findet man

den Halbmesser $$R = \frac{30\,v}{\pi \,.\, n}.$$

Die Schaufelbreite, Kranzbreite, Schaufelzahl, Schaufeltheilung und Armzahl findet man nach eben den Formeln wie bei der Berechnung des oberschlächtigen Rades angegeben. Für

Einlauf versehen sind. Die Umfangsgeschwindigkeit entspricht der Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers, und es ist:

bei mittelschlächtigen Wasserrädern mit Spannschütze letztere $1^3/_4 - 2$mal so groß als erstere,

bei mittelschlächtigen Wasserrädern mit Ueberfallschütze 2mal so groß und

bei mittelschlächtigen Rädern mit Coulissen-Einlauf $1^1/_2$mal so groß.

Den Halbmesser der mittelschlächtigen Räder wählt man erfahrungsmäßig und zwar:

für Räder mit Spannschütze 1,5 —2,5mal so groß als das vorhandene Gefälle,
" " " Ueberfallschütze 1,25—1,5 " " " " " " " "
" " " Coulissen-Einlauf 0,9 —1 " " " " " " " ".

Soll aber das Wasserrad eine bestimmte Anzahl von Umdrehungen machen, so muß der Halbmesser des Rades dieser Geschwindigkeit entsprechend in bekannter Weise berechnet werden.

Von der Umfangsgeschwindigkeit der Räder hängen auch die Schaufelräume ab. Ihren Füllungsgrad pflegt man bei allen mittelschlächtigen Rädern $\frac{1}{2}$ zu nehmen.

Das unterschlächtige Wasserrad.*) Wie bei allen Wasserrädern muß auch hier die Umfangsgeschwindigkeit des Rades in einem bestimmten Verhältniß zur

---

das Verhältniß $\frac{b}{a}$ hat man nur zu setzen:

$$\frac{b}{a} = 1{,}75 \sqrt[3]{N_a}.$$

Nach Bestimmung der Eintrittsgeschwindigkeit V des Wassers in das Rad findet man die Höhe h des Oberwasserspiegels über dem Eintrittspunkte aus:

$$h = \frac{1}{\varphi^2} \frac{V^2}{2g}$$

mit dem Geschwindigkeits-Coefficienten $\varphi = 0{,}95$ bis $0{,}97$ und g = Beschleunigung der Schwere $= 9{,}81$ m. Die Breite des einströmenden Wasserstrahles kann für das mittelschlächtige Rad mit Spannschütze und Ueberfallschütze nach derselben Formel bestimmt werden, wie für das oberschlächtige Rad. Das mittelschlächtige Rad mit Coulissen-Einlauf erhält für die Breite des Wasserstrahles besondere Dimensionen, die weiter unten angegeben werden.

*) Für das unterschlächtige Wasserrad giebt Prof. Hart in Karlsruhe noch folgende Formeln zur Berechnung:

Der Gang der Rechnung bleibt derselbe, wie bei den oberschlächtigen Rädern angegeben. Für das Verhältniß:

$$\frac{\text{Umfangsgeschwindigkeit}}{\text{Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers}} = \frac{v}{V}$$

setzt man nach Theorie und Erfahrung $= 0{,}4$.

Bedeutet φ = Geschwindigkeits-Coefficient $= 0{,}95$, so ist die Geschwindigkeit V:

$$V = \varphi \sqrt{2g \cdot H}, \qquad \text{also:}$$
$$v = 0{,}4\, V = 0{,}4\, \varphi \sqrt{2g\,H},$$

wenn H = Gefälle des Wassers ist.

Man berechnet jetzt die Tourenzahl nach der bekannten Formel oder aus dieser, wenn die Tourenzahl und die Umfangsgeschwindigkeit gegeben sind, den Halbmesser des Rades. Wählt man die Schaufeltiefe a nach obigen Angaben, so ergiebt sich die Schaufelbreite b aus:

$$b = \frac{Q}{a \cdot v \cdot m},$$

Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers stehen. Aus der Umfangsgeschwindigkeit wird der Halbmesser des Rades berechnet. Wo man von dieser nicht abhängig ist, wählt man den Halbmesser unterschlächtiger Wasserräder 2—2½ m.

Zur Bestimmung der Schaufeln kann man von einer Schaufeltiefe von 0,40—0,60 m ausgehen und einen Füllungsgrad von ½ annehmen.

Das unterschlächtige Wasserrad soll mit möglichst wenig Spielraum im Gerinne hängen. Diesen Spielraum nimmt man:

für hölzerne Räder mit hölzernem Gerinne . . . 20—25 mm,
„ eiserne „ „ eisernem „ . . . 15—20 „ .

---

worin Q = Wassermenge pro Sekunde und
m = Füllungsgrad $= \frac{1}{2}$.

Andererseits kann man für das Verhältniß $b = 1{,}75 \sqrt[3]{N_a}$ setzen und findet hiermit a und b nach den schon bekannten Formeln.

Armzahl, Schaufelzahl, Schaufeltheilung und die Breite des einströmenden Wasserstrahles werden nach den bekannten Formeln berechnet.

Die Turbinen.

Wir hatten als das wesentliche Unterscheidungsmerkmal zwischen Turbinen und Wasserrädern gefunden, daß das Wasser bei letzteren an einer und derselben Stelle des Radkranzes eintritt und auch wieder austritt, während es bei den Turbinen durch den Radkranz in ununterbrochenem Strom hindurchfließt, also an einer anderen Stelle in denselben eintritt und an einer anderen aus ihm wieder austritt. Die Turbinen haben für die großen Fabriksbetriebe die Bedeutung der Wasserräder wesentlich überholt.

Wahl des Wassermotors. In welchen Fällen noch Wasserräder anzuwenden sind und in welchen Fällen Turbinen, darüber wollen wir nachstehend einige Ansichten aus der Praxis und der Wissenschaft anführen.

Die Merseburger Maschinenfabrik und Eisengießerei B. Herrich & Co. in Merseburg a. S., welche sowohl Wasserräder, als auch Turbinen baut, äußert sich über die Frage, wo man eine Turbine und wo man Wasserräder anlegen soll, wie folgt:

In früheren Zeiten hat man mit Recht gegen die Turbinen eingewendet, daß sie bei veränderlichem Aufschlagwasser keine gute Wirkung zeigen und den Wasserrädern nachstehen. In der heutigen Zeit, wo der Turbinenbau fast auf der höchsten Stufe seiner Entwickelung steht, ist es anders geworden, und die Vorurtheile gegen Turbinen schwinden immer mehr. Eine den Verhältnissen angepaßte Turbine kann schon von 1 m Gefälle an dem besten, hier in Frage kommenden Wasserrad gleichgestellt werden. Bei Gefällen unter 1 m tritt öfters eine muldenförmige Senkung des Oberwasserspiegels ein und es entstehen Wirbelbildungen über der Turbine. In solchen Fällen würde ein Wasserrad, also ein Poncelet-Rad oder ein Sagebien-Rad, den Vorzug verdienen. Ferner ist es Thatsache, daß Wasserräder, und zwar oberschlächtige von 5 m Gefälle an, rückenschlächtige Schaufelräder mit Ueberfall oder Coulissen-Einlauf von 2,5 m Gefälle an und das schnellaufende Poncelet-Rad eine gute Wirkung geben. Wenn man aber berücksichtigt, daß die Wasserräder niemals den dauernden regelmäßigen Gang haben wie die Turbine, daß mit dem Wasserrad wegen seiner geringen Umdrehungsanzahl in den meisten Fällen eine große, schwerfällige Uebersetzung nöthig wird, und daß die Anlagekosten eines solid gebauten Wasserrades diejenigen einer Turbine, namentlich bei höherem Gefälle, bedeutend übersteigen, daß ferner das Wasserrad

viel mehr Raum und viel mehr Reparaturen erfordert, als die Turbine, so dürfte in den meisten Fällen einer guten Turbine der Vorzug zu geben sein. Die Firma empfiehlt im Allgemeinen Turbinen anzuwenden, Wasserräder aber dort, wo:

1. Das Gefälle weniger als 1 m beträgt,

2. eine Wassermenge von 10—40 Liter in der Sekunde zur Verfügung steht und ein oberschlächtiges Wasserrad angebracht werden kann,

3. das Wasser sehr viel Verunreinigungen mit sich führt,

4. bei Benutzung großer Wasserräder eine geringe Umdrehungsanzahl der Antriebswellen Verwendung finden kann, wie beispielsweise bei Antrieben von Quetschwerken.

Die Firma Briegleb, Hansen & Co. in Gotha, welche sich mit dem Bau von Tnrbinen beschäftigt, sagt:

Obgleich die Anfänge des Turbinenbaues bis in das vorige Jahrhundert zurückreichen, so ist es doch erst in der Neuzeit gelungen, diese Motoren in der Vollkommenheit herzustellen, welche erforderlich war, um ihnen eine allgemeine Verbreitung zu verschaffen. Von dieser Zeit an waren aber die Tage der alten Wasserräder gezählt. Die unterschlächtigen Räder stehen richtig gebauten Turbinen in ihrer Wirkung stets nach, auch wenn erstere unter günstigen Bedingungen arbeiten. Die oberschlächtigen Wasserräder können, wenn sie unter günstigen Bedingungen arbeiten, die Turbinen etwas an Wirkung übertreffen, sie leiden aber an Nachtheilen, welche bei der Wahl des Motors fast immer zu Gunsten der Turbine den Ausschlag geben. Diese Nachtheile sind namentlich folgende:

1. Alle Wasserräder arbeiten nur günstig, wenn die Schaufeln nicht ins Unterwasser eintauchen und die Umfangsgeschwindigkeit höchstens 1,5—2 m in der Sekunde beträgt. Sobald aber das Unterwasser zu steigen beginnt, tritt unausbleiblich eine ganz unverhältnißmäßige Verminderung der Nutzleistung ein, welche so bedeutend ausfallen kann, daß der Betrieb nicht mehr aufrecht zu erhalten ist. Die geringe Umfangsgeschwindigkeit der Wasserräder aber hat zur Folge, daß man, um die fast immer erforderliche hohe Geschwindigkeit der Antriebswellen in den Arbeitsräumen zu erreichen, sehr schwere Triebwerke einschalten muß. Letztere verbrauchen alsdann einen beträchtlichen Theil von der Nutzwirkung der Wasserräder.

2. Das Wasserrad ist ein vielfach zusammengesetzter Körper mit einer großen Anzahl von Theilen, welche durch Schrauben- oder Nietverbindung zusammengehalten werden. Diese Theile werden bei jeder Drehung des Rades mit stetig wechselnder Spannung bald auf Zug, bald auf Druck in Anspruch genommen. Im Winter wird die Inanspruchnahme noch erhöht durch Ansetzen von Eis, bei dessen Beseitigung es ohne kleine Verletzung einzelner Theile nicht abgeht. Die Folge von alledem ist eine große Anzahl von Reparaturen.

Dagegen arbeiten zweckentsprechend gebaute Turbinenanlagen nahezu gleich günstig, einerlei, ob die Laufräder über oder in dem Wasser arbeiten. Ferner bedingen ihre verhältnißmäßig kleinen Durchmesser bei großen, mit der Höhe des Gefälles wechselnden Umfangsgeschwindigkeiten eine hohe Umdrehungszahl der Turbinenspindel, sodaß man mittelst einfacher und leichter Triebwerke hohe Geschwindigkeiten der Antriebswellen in den Arbeitsstätten erzielen kann. Hierdurch

geben aber die Turbinen — selbst bei gleichem Wasserverbrauch und gleicher Leistung des Wasserrades — eine größere Nutzleistung, als letztere.

Dazu kommt noch, daß die Turbinen so dauerhaft sind, daß Reparaturen nur äußerst selten vorkommen, denn ein Turbinenrad ist ein verhältnißmäßig kleines Gußstück mit eingegossenen Schaufeln, ohne jede Schrauben- oder Nietverbindung, und es werden alle Theile nicht in wechselnder, sondern immer in derselben Richtung beansprucht.

Es können jedoch auch Fälle eintreten, welche die Anwendung eines Wasserrades bedingen, nämlich:

1. Wenn es sich um einfachen Ersatz baufällig gewordener Wasserräder und um möglichste Beibehaltung der vorhandenen Gerinne handelt,

2. wenn nnr langsam gehende Arbeitsmaschinen, beispielsweise Stampf- oder Hammerwerke, zu betreiben sind,

3. wenn bei schwierigen Transportverhältnissen der Bau eines Wasserrades an Ort und Stelle mit vorhandenem Material und mit niedrigen Arbeitslöhnen vorgenommen werden kann,

4. wenn es sich nur um vorübergehende oder um untergeordnete Anlagen handelt.

Prof. Redtenbacher*), der Altmeister des wissenschaftlichen Maschinenbaues, sagt:

„Wenn zum Betrieb eines Werkes eine Wasserkraft Verwendung finden soll, so muß vor allem Anderen bestimmt werden, was für eine Kraftmaschine unter den gegebenen Umständen dem Zwecke am besten entspricht. Vorausgesetzt, daß die Größe des Kapitals, welches für das Unternehmen aufgewendet werden kann, und die Größe sowie die Beschaffenheit der zur Verfügung stehenden Wasserkraft allein zu berücksichtigen sind, so kann man sich an die in nebenstehender Tabelle angegebene Vorschrift halten."

Allgemeines. Wie bei den Wasserrädern, so bilden bei den Turbinen die Schaufeln den Hauptbestandtheil des Motors. Auch bei den Turbinen sind die Schaufeln an einem Radkranze befestigt; nur spielt die Dicke der Schaufeln eine erheblich größere Rolle, als bei den Wasserrädern, da der Radkranz ein bedeutend kleinerer ist. Die Form der Schaufeln ist bei den Turbinen eine andere, als bei den Wässerrädern. Denn während die Schaufeln bei den Wasserrädern einen Schaufelraum bilden mußten, in welchem das Wasser eine Zeit lang bleiben konnte, bevor es ausströmt, fließt es bei den Turbinen in stetigem Strome zwischen den Schaufeln hindurch. Aus diesem Grunde kann man auch bei den Turbinen nicht mehr von einem Schaufelraum sprechen und bezeichnet die Zwischenräume zwischen zwei Schaufeln als Turbinenkanäle. Den Schaufeln giebt man eine stetig gekrümmte Form, welche an der Stelle für den Wassereintritt so gekrümmt sein sollen, daß das Wasser keinen Verlust an lebendiger Kraft durch Stoß erleidet. An der Ausflußstelle sucht man die Krümmung der Schaufeln so zu gestalten, daß die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers eine möglichst kleine und die Richtung des Wasserstromes eine möglichst vortheilhafte ist.

*) Redtenbacher, „Resultate für den Maschinenbau".

Ist		So soll gewählt werden:		
das Gefälle des Wassers	die Menge des Wassers	ein hölzernes Wasserrad	ein eisernes Wasserrad	eine Turbine
nicht über 2 m	klein oder groß	bei kleinem Baukapital	bei großem Baukapital, wenn das Gefälle und die Menge des Wassers nicht veränderlich und die Wasserkraft wesentlich größer ist, als der Betrieb erfordert bei großem Baukapital, wenn das Gefälle und die Menge des Wassers veränderlich sind	bei großem Baukapital, wenn das Gefälle und die Menge des Wassers nicht veränderlich ist und die Wasserkraft bei vortheilhafter Benutzung ausreicht.
zwischen 2 und 6 m	nicht größer als 0,2 cbm	bei kleinem Baukapital	bei großem Baukapital	niemals*)
zwischen 2 und 6 m	größer als 0,3 cbm	bei kleinem Baukapital und wenn die Wasserkraft bei vortheilhafter Benutzung ausreicht	bei großem Baukapital und wenn die Wasserkraft bei vortheilhafter Benutzung ausreicht	bei großem Baukapital und wenn die Wasserkraft wesentlich größer ist, als der Betrieb erfordert
oder zwischen 6 und 12 m	klein oder groß			
größer als 12 m	klein oder groß	niemals	niemals	stets

An den beiden Seiten, wo das Wasser ein- und ausfließt, ist der Radkranz offen zu halten. Von den beiden anderen Seiten muß wenigstens eine genügend feste Wand sein, um die Schaufeln zu halten. Gewöhnlich ist es auch die andere, und die Schaufeln sind zwischen zwei Wänden befestigt. Es kann aber auch die Wand mit einem kleinen Spielraum sich an den Umfang der Schaufeln anschmiegen.

Das Wasser wird den Schaufeln der Turbine entweder in der Richtung des Halbmessers, also in radialer Richtung, oder parallel zur Achse, also in achsialer Richtung, zugeführt. Demnach unterscheiden wir:

Radial-Turbinen,
Achsial-Turbinen.

Bei den Radial-Turbinen kann das Wasser dem Radkranz von Innen zugeführt werden und nach Außen strömen, oder es kann nach Außen zugeführt werden, um nach Innen abzufließen. Bei den Achsial-Turbinen wird das Wasser immer seitlich dem Rade zugeführt, sei es nun von oben oder von unten her. Wir unterscheiden auch, wie bei den Wasserrädern, darnach, wo das Wasser auf den Radkranz aufschlägt:

Innenschlächtige Turbinen } Radial-Turbinen,
Außenschlächtige Turbinen }
Seitenschlächtige Turbinen — Achsial-Turbinen.

*) Heute würde man auch für diesen Fall eine besondere Turbinenart anwenden.

Sehr wesentlich ist es, unter welchem Winkel das Wasser dem Radkranze zugeführt wird, damit der Eintritt des Wassers ohne Stoß erfolgt. Es wird deshalb das Wasser, ähnlich wie bei den Wasserrädern, durch einen Leitschaufelapparat den Turbinenkanälen zugeführt. Dieser Apparat besteht aus einer Anzahl von Leitkanälen, die von gekrümmten Leitschaufeln gebildet sind und deren Ausflußöffnungen dicht vor den Einflußöffnungen der Turbinenkanäle münden. Der schmale Raum, der zwischen beiden bestehen bleibt, heißt der Spalt. Auch die Leitschaufeln sind stetig gekrümmt, aber in entgegengesetzter Richtung, wie die Turbinenschaufeln.

In den Radkranz wird das Wasser ringsum gleichzeitig eingeführt oder nur an einem Theile des Umfanges; darnach unterscheiden wir:

Voll-Turbinen und

Partial-Turbinen (vom lateinischen pars = Theil, weil diese Turbinen vom Wasser nur theilweise beaufschlagt werden).

Bei den ersteren hat der Leitschaufelapparat eine radförmige Form, wie der Radkranz der Turbinen selbst. Aber dieses Leitrad liegt fest, während das Turbinenrad sich dreht und im Gegensatz zur ersteren als Laufrad bezeichnet wird.

Zwischen

Niederdruck-Turbinen,

Mitteldruck-Turbinen und

Hochdruck-Turbinen

unterscheiden wir, je nachdem das Gefälle des Aufschlagwassers ein niedriges, mittleres oder höheres ist. Bei kleineren Gefällen ist die Turbine am Ende des Zuflußkanales in einem offenen Gehäuse, der sogenannten Turbinenkammer, angeordnet. Bei größeren Gefällen wird das Wasser der Turbine durch ein Rohr von oben oder von unten zugeführt.

So wie die Zuführung, so kann auch die Abführung des Wassers für die Bezeichnung der Turbinenart bestimmend werden. Der Ausfluß des Wassers aus der Turbine findet nämlich entweder in der freien Luft statt und zwar etwas über dem Unterwasserspiegel, oder er findet unter Wasser statt. Er kann aber auch in großer Höhe über dem Unterwasserspiegel liegen, wenn das Wasser in einem festen Rohre abgeführt wird, welches bis in das Unterwasser hineinreicht. Entsprechend der Art des Wasserausflusses unterscheiden wir nun:

Ueberwasser-Turbinen,

Unterwasser-Turbinen und

Rohr-Turbinen.

Endlich ist auch bestimmend für die Bezeichnung die Wirkungsweise des Wassers innerhalb der Turbine.

Nach der Wirkungsweise innerhalb der Turbine unterscheiden wir:

Stoß-Turbinen,

Druck-Turbinen und

Ueberdruck-Turbinen.

Bei den Stoß-Turbinen wird das Wasser senkrecht gegen die Schaufelfläche geführt, sodaß es eine Stoßwirkung ausübt. Wie bei jedem Stoß geht

dabei ein großer Theil der Nutzwirkung des Wassers verloren, und es arbeiten deshalb diese Turbinen unvortheilhaft.

Bei den Druck-Turbinen, welche auch als Aktions-Turbinen (vom lateinischen actio = Wirkung) bezeichnet werden, wird das Wasser den Turbinen mit der vollen Geschwindigkeit, welche dem vorhandenen Gefälle entspricht, zugeführt. Wenn dabei gleichzeitig das Wasser unter einem solchen Winkel in die Schaufeln eingeleitet wird, daß die Zuführung ohne Stoß erfolgt, so wird die Turbine ausschließlich durch den Druck des Wassers in Drehung versetzt. Das Wasser wirkt dann nur durch seine lebendige Kraft. Derartige Turbinen können sowohl als Voll-Turbinen, wie auch als Partial-Turbinen ausgeführt werden, das heißt, als Turbinen, welchen nur an einem Theile ihres Umfanges Wasser zugeführt wird. Es wird nämlich die Wirkung der Druck-Turbinen dadurch nicht benachtheiligt, daß ein gefüllter Laufradkanal an einem geschlossenen Leitradkanal vorübergeht, weil das Wasser nur während seiner Zuströmung durch die lebendige Kraft wirkt.

Bei diesen Turbinen kann unter Umständen das ganze Wasser bereits den Laufradkanal verlassen haben, bevor dieser unter eine neue Einströmöffnung kommt. Ließe man eine solche Turbine im Unterwasser gehen, so würde dieses zurücktreten und bald den ganzen Raum erfüllen, also den Betrieb schädigen. Deshalb läßt man die Partial-Turbinen oberhalb des Unterwassers frei hängend laufen, oder man versieht sie nach den Vorschlägen von Redtenbacher und von Hänel mit Rückschaufeln. Es werden dazu auf der Rückseite der Druckschaufeln Blechschaufeln von solcher Form aufgenietet, daß diese den ganzen — vom Wasser nicht erfüllten — Raum des Turbinenkanals abschließen.

Bei den Ueberdruck-Turbinen, welche auch als Reaktions-Turbinen*) (vom lateinischen reactio = Gegenwirkung) bezeichnet werden, wird die Geschwindigkeit des einströmenden Wassers kleiner gewählt, als das vorhandene Gefälle es zuläßt. Man kann dies dadurch erreichen, daß man die Zuflußkanäle für das Aufschlagwasser nach der Einströmstelle hin verengt. Es wirkt dann das Wasser nur zum Theil mit seiner lebendigen Kraft, zum großen Theil aber durch die Pressung, welche es erleidet. Das gepreßte Wasser wird nämlich innerhalb der Laufradkanäle auf diese zurückwirken und sie treibend beeinflussen müssen. Diese Wirkung der Turbinen wird für jeden Laufradkanal, der an einem leeren oder geschlossenen Leitradkanal vorübergeführt wird, aufhören, weil der Zusammenhang mit dem Oberwasserspiegel unterbrochen ist. Es sind deshalb die Ueberdruck-Turbinen nur als Voll-Turbinen brauchbar, dagegen haben sie den Vortheil, daß in Folge der pressenden Wirkung des Wassers alle Kanäle mit Wasser gefüllt sind, sodaß die Turbinen auch im Unterwasser gehen können, ohne daß selbst Rückstauungen des Wassers schädlich wirken.

Verlust an Wirkung. Bei den Turbinen wird das Wasser auf dem Wege durch die Leitrad- und die Laufradkanäle an Wirkung einbüßen. Schon bei dem Einfluß in die Leitkanäle findet ein Zusammendrängen der Wassertheilchen statt,

*) Prof. Grashof sagt in seiner „theoretischen Maschinenlehre", daß die Bezeichnung Aktions- und Reaktions-Turbine nicht bezeichnend genug wäre.

das einen Widerstand verursacht. Auch bei dem Fortfließen des Wassers durc die gekrümmten Leitkanäle wird ein Widerstand, wie beim Durchfließen gekrümmte Rohre, erzeugt.

Bevor das Wasser von den Leitkanälen in die Laufkanäle gelangt, muß e den Spalt passiren und hierbei wird ein Theil aus der Spaltöffnung entweiche und zwar wird mehr Wasser entweichen bei den Ueberwasser-Turbinen, wenn d Spalt in der freien Luft liegt, als bei den Unterwasser-Turbinen, wenn der Spa von Wasser umgeben ist. Auch wird bei den Ueberdruck-Turbinen der Wasse verlust hier ein größerer sein, als bei den Druck-Turbinen. Zur Beschränkun dieses Wasserverlustes muß ein allzu großer Ueberdruck vermieden werden un andererseits die Spaltweite, namentlich bei kleineren Turbinen, so gering al möglich gehalten werden.

Auch beim Einfließen des Wassers in die Laufkanäle und beim Durchfließe derselben wird das Wasser einen ähnlichen Widerstand finden, wie in den Lei kanälen, zumal das Wasser von seiner Bewegungsrichtung abgelenkt wird. Bei de Druck-Turbinen wird dieser Verlust kleiner sein, als bei den Ueberdruck-Turbine weil bei ersteren der Wasserstrahl nur an einer Seite der Kanäle entlang ström

Endlich findet ein Druckverlust des Wassers beim Ausströmen aus den Lau kanälen der Turbinen statt; dieser wird verschieden sein, je nachdem es sich u Ueberwasser- oder Unterwasser-Tnrbinen handelt.

Wirkungsverlust durch Achsenreibung. Die Achsenreibung macht sic bemerkbar am Spurzapfen und an den Halslagern. Letztere sind zur sichere Führung der Turbinenachse angeordnet. Der Spurzapfen, auf welchem die Ach läuft, hat das ganze Gewicht der mit Wasser gefüllten Turbine zu tragen. E muß so eingerichtet sein, daß die Achse etwas gehoben oder gesenkt werden kann damit man in der Lage ist, bei Abnutzung der Reibungsflächen das Laufra gegenüber dem Leitrad genau wieder einzustellen.

Wird der Spurzapfen als Unterwasserzapfen ausgeführt, der am untere Ende der Welle angeordnet ist, dann hat er den Nachtheil, daß er schwer zu gänglich ist, und es verursacht Schwierigkeiten, eine gute Schmiervorrichtun anzubringen. Man kann deshalb die Turbinen, anstatt sie an ihrem untere Ende zu stützen, an einem Ueberwasserzapfen über Wasser aufhängen. Diese kann an dem oberen Ende der Turbinenachse liegen, also ein Oberzapfen sein oder als Mittelzapfen an einer mittleren Stelle derselben. Wir haben der artige Zapfen unter der Benennung als Ringzapfen oder Kammzapfen scho früher kennen gelernt (Band I, Seite 452).

Die genaue Bestimmung des Zapfendruckes und damit auch des Reibungs verlustes hängt zu sehr von zufälligen Umständen ab, als daß sie sich rechnerisc genau bestimmen ließen. Nach Untersuchungen von Lehmann an einer große Anzahl praktisch ausgeführter Turbinen kann der Berechnung ein Zapfendru von 0,5—1,3 kg für jeden Quadratmillimeter der Reibungsfläche zu Grunde gele werden, wobei für die Drehgeschwindigkeit der Achse höchstens 200 Umdrehunge in der Minute angenommen sind. Dabei soll der Druck um so kleiner an genommen werden, je größer die Geschwindigkeit ist.

Turbinenarten.

Wir wollen die Turbinenarten darnach besprechen, ob sie Voll-Turbinen oder Partial-Turbinen sind.

Bei den Voll-Turbinen sind die Laufradkanäle an der Einflußstelle vollständig mit strömendem Wasser angefüllt. Handelt es sich dabei um Ueberdruck-Turbinen, so bleiben sie auch ihrer ganzen Ausdehnung nach ausgefüllt, während bei den Druck-Turbinen dies nicht nothwendig der Fall zu sein braucht. Es wird aber auch der Fall sein, wenn Rückschaufeln bei den Druck-Turbinen angewendet werden. Strömt das Wasser aus dem Leitrad in das Laufrad, so wirkt die Schaufeldicke störend ein. Das Wasser staut sich, wie in Fig. 199 durch Schraffirung angedeutet ist, auf der Randfläche der Laufrad-Schaufeln keilförmig und verkleinert dadurch den Ausflußquerschnitt der Leitradkanäle E. Aehnlich ist die Wirkung auch bei dem Einströmen in das Laufrad. Auch hier staut sich das Wasser keilförmig hinter der Randfläche der Leitschaufeln und verengt den Einflußquerschnitt der Einflußkanäle A.

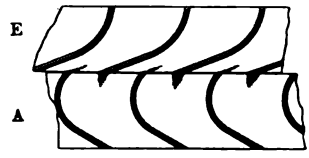


Fig. 199.

Die Fourneyron'sche Turbine (sprich: Furnerang) ist eine innenschlächtige Turbine, d. h. das Wasser durchströmt die Laufkanäle von Innen nach Außen. Die Turbine läuft entweder unter Wasser oder in freier Luft. Bei der in Fig. 200 dargestellten Turbine fließt das Wasser aus dem Gerinne in den Sammelkasten K und gelangt von diesem in das oben offene Leitschaufelrad E, welches an dem Rohr R auf-

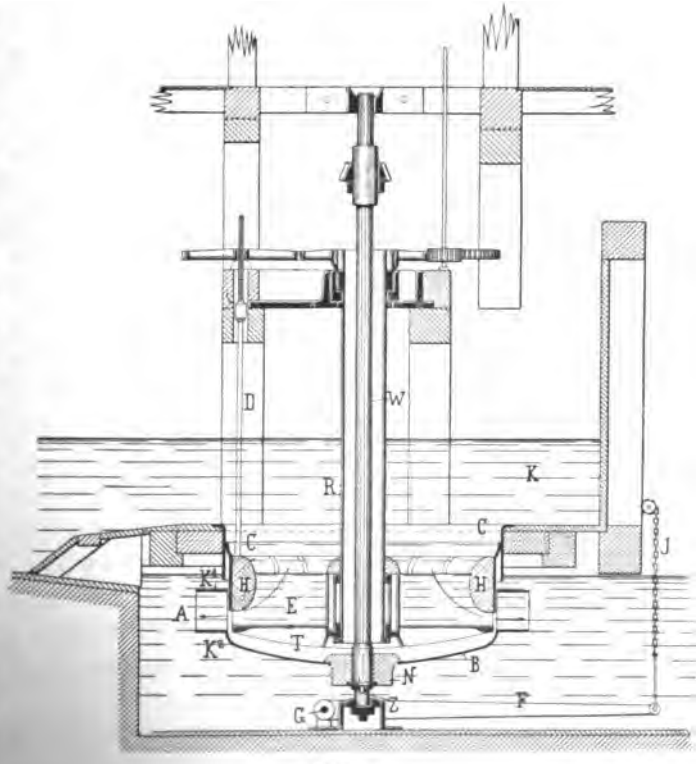


Fig. 200.

gehängt ist. Das Laufrad A dreht sich mit der Turbinenwelle W, die in der Mitte achse des Rohres R angeordnet ist. Laufrad und Leitrad sind concentrisch gegen einander angeordnet. Das festliegende Leitrad E liegt in der Mitte, das drehbare Laufrad A außerhalb desselben, sodaß das Wasser ringsherum aus dem Leitrad in die Laufradkanäle gleichmäßig eintreten und nach Abgabe seiner lebendigen Kraft gleichzeitig an allen Punkten des äußeren Laufradumfanges wieder austreten kann.

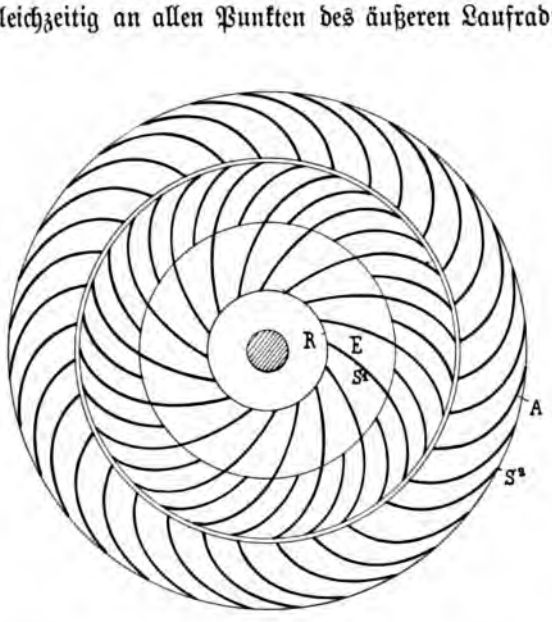


Fig. 201.

Das Leitrad E besteht aus einem gußeisernen Teller auf welchem die aus Blech gebogenen Leitradschaufeln — Fig. 201 — befestigt sind. Das Laufrad hat zwei wagrecht und parallel zu einander angeordnete Radkränze K_1 und K_2, zwischen welche die Schaufeln S_2 angebracht sind. Der Grundriß Fig. 2 giebt die Schaufelanordnung im größeren Maßstabe wieder. Darnach sind die Leitradschaufeln S_1 und die Laufradschaufeln S_2 in entgegengesetztem Sinne gebogen. Von den Leitradschaufeln ist jede zweite bis an das Rohr R verlängert, um das eintretende Wasser gleichmäßig zu vertheilen. Der untere Radkranz K_2 ist mit der Radnabe N mittelst eines Armsternes verbunden. Die Turbinenwelle W dreht sich auf dem Unterwasserzapfen Z.

Das Wasser, welches aus dem Sammelkasten K in das Leitrad eindringt, strömt aus den unbeweglichen Leitkanälen in die Laufkanäle ein, und indem es bestrebt ist, seinen Weg in der Richtung der Leitkanäle fortzusetzen, übt es einen Druck auf die Laufradschaufeln aus und setzt das Laufrad A in Umdrehung. Bei der dargestellten Turbine strömt das Wasser aus den Laufradkanälen unter Wasser aus, weshalb wir es hier mit einer Niederdruck-Turbine zu thun haben. Solche Turbinen sind für große Wassermengen bei geringem Gefälle in Thätigkeit.

Zur Regulirung des Ganges der Turbine dient der cylindrische Schieber welcher in den Spalt zwischen Leitrad und Laufrad eingeschoben werden kann und den Wasserzufluß ganz absperrt, sobald der untere Rand gegen den Boden des Leitrades sich legt. Dieser Schieber ist an drei Stangen D aufgehängt, deren oberes Ende mit Schraubengewinde versehen ist. Mittelst einer geeigneten Zahnradübertragung werden die Stangen D und mit ihnen der Schieber C gleichmäßig angehoben oder gesenkt.

Auf seiner inneren Mantelfläche besetzt man den Schieber C mit Holzstücken H, die entsprechend der Richtung der Leitradkanäle gestaltet sind, sodaß sie

dieſe hineingeſenkt werden können. Sie haben eine ſolche Form, daß das Waſſer allmählich von der ſenkrechten in die wagerechte Richtung übergeführt werden kann.

Bei der Turbine wird auch noch eine andere Regulirung vorgeſehen, von welcher jedoch nur im Nothfall Gebrauch gemacht wird. Das Lager des Unterwaſſerzapfens Z ruht nämlich auf dem Hebel F, der bei G ſeinen Drehpunkt hat und welcher an der Kette J aufgehängt iſt. Man kann vermittelſt dieſes Hebels das Laufrad heben oder ſenken und es dabei aus der Ebene des Leitrades bringen. Bei dieſer Regulirweiſe des Waſſerzufluſſes wird aber die Wirkung des Waſſers in der Turbine mit der Verſtellung des Laufrades gegen das Leitrad verſchlechtert.

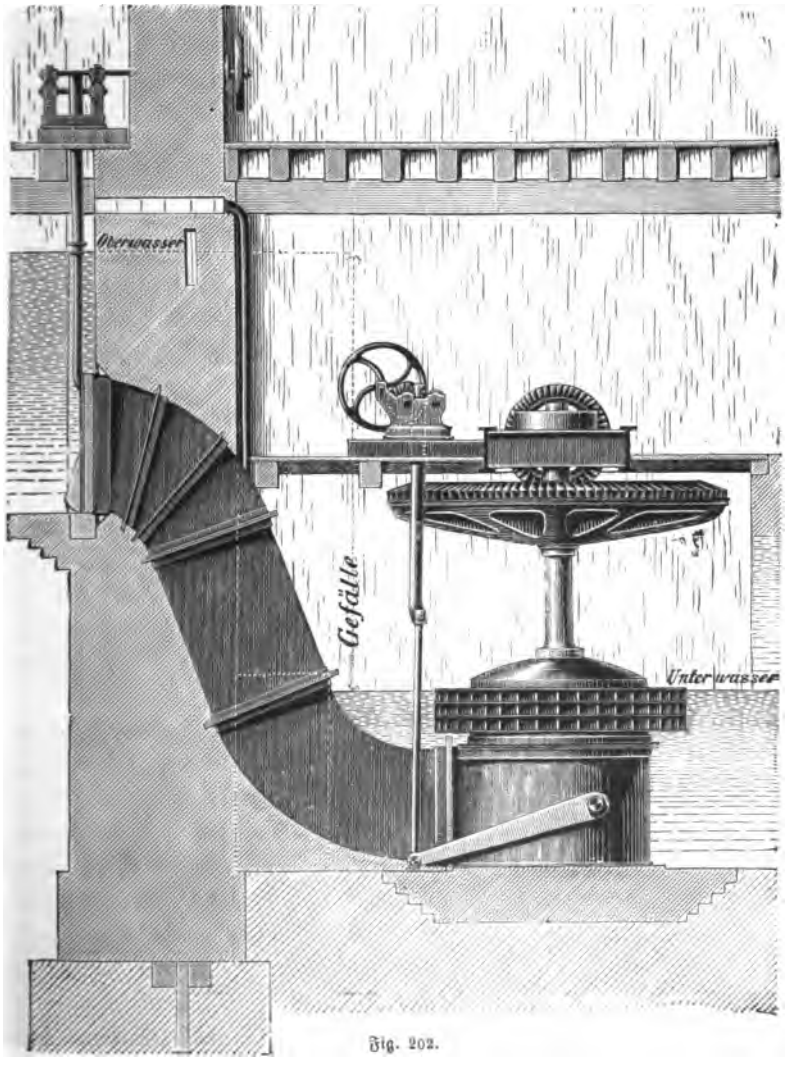


Fig. 202.

Eine Druck-Turbine dieſer Art iſt die in Fig. 202 dargeſtellte Fourneyron-Turbine, welche von dem Eiſenwerk vorm. Nagel & Kaemp A.-G. in Ham-

burg ausgeführt wird. Es ist dies eine Fourneyron-Turbine mit umgekehrte Aufstellung, das Wasser wird dem Leitrad von unten durch eine geschlossen Rohrleitung zugeführt, welche in den ebenfalls geschlossenen Turbinenmante mündet. Es sind also alle Zuleitungen geschlossen und mit Wasser erfüllt. Be einer derartigen Anordnung wird der Druck des Wassers unter Umständen de Turbinenzapfen entlasten, indem er das Laufrad anzuheben bestrebt ist.

Bei der dargestellten Turbine erfolgt zwar die Regulirung des Wassers nu durch Heben oder Senken des ganzen Leitrades; damit aber die Turbine die best Nutzwirkung auch bei geringstem Wasserzulauf entwickelt, hat das Laufrad zwe Zwischenböden erhalten, wodurch es in drei Etagen getheilt ist. Jede Etage wirk für sich als Voll-Turbine. Nach Angaben der Fabrik wird es auf diesem Weg erreicht, daß die nämliche Turbine mit nahezu unverändert hoher Nutzwirkung arbeitet, wenn selbst die Durchflußmenge in weiten Grenzen schwankt. Dies Anordnung wird besonders für Gewässer mit stark veränderlicher Zuflußmeng empfohlen, also bei Wasserläufen, die in der Regenzeit viel, in trockener Jahreszei nur wenig Wasser führen.

Die beiden besprochenen Fourneyron-Turbinen sind innenschlächtig, es könne indessen auch die Tourneyron-Turbinen als außenschlächtige gebaut werden. Dies Turbinenart hat sich unter der Bezeichnung Francis-Turbinen (sprich: Franzis in Amerika eingeführt. Von den deutschen Fabriken ist es die Maschinenfabri von J. M. Voith in Heidenheim a. d. Brenz, welche diese Turbine baut.*)

Fig. 203 stellt eine Francis-Turbine dieser Fabrik dar. Das Wasser ström aus dem Oberwassergraben in die Turbinenkammer und durch das fest aufgehängte Leitrad dem innerhalb desselben angeordneten Laufrad zu. Das Leitrad ist mittelst eisernen Stangen an dem Maschinenrahmen aufgehängt und mit einer eiserner Decke versehen, welche das Laufrad glockenförmig vollständig überdeckt. Nach unten schließt sich an das Laufrad das sogenannte Saugrohr an, das bis in das Unterwasser hineinreicht. Saugrohr heißt es nämlich mit Recht deswegen, weil die ununterbrochene Wassersäule, die dieses Rohr enthält, gleichsam an dem Turbinenrad angehängt ist und saugend den Durchfluß des Wassers durch das Laufrad unterstützt.

Eine massive schmiedeeiserne Welle wird von Querstreben innerhalb des Saugrohres gehalten. Sie trägt an ihrem oberen Ende den Ueberwasserzapfen der hohlen Turbinenwelle, welche die massive Welle vollständig umgiebt und an ihrem unteren Ende das Laufrad trägt. Bei der Drehung des Laufrades dreht sich also die hohle Welle desselben um die massive schmiedeeiserne Stützwelle. Gegen seitliche Schwankungen ist sie an ihrem unteren Ende durch Stopfbüchsenführung gesichert. Damit die hohle Welle auch an ihrem oberen Ende geführt ist, erhält sie an der Stelle, wo sie aus dem Fußboden der Fabrik heraustritt, ein Halslager.

Zur Regulirung der Francis-Turbine wird das Leitrad meistens mit drehbaren Leitschaufeln versehen, welche alle gleichzeitig mittelst eines Handrades ver-

*) Siehe „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure". Jahrg. 1892.

ſtellt werden können. Die drehbaren Leitſchaufeln können mehr oder weniger geſchloſſen werden, ſodaß der Leitapparat während des Ganges für jeden beliebigen Waſſerverbrauch eingeſtellt oder auch der Waſſerzufluß gänzlich abgeſtellt werden kann.

Bei dem Bau dieſer Turbinen iſt ganz beſonders darauf Rückſicht genommen, daß alle Theile leicht zugänglich und zu reinigen ſind. Jede Turbine iſt mehr

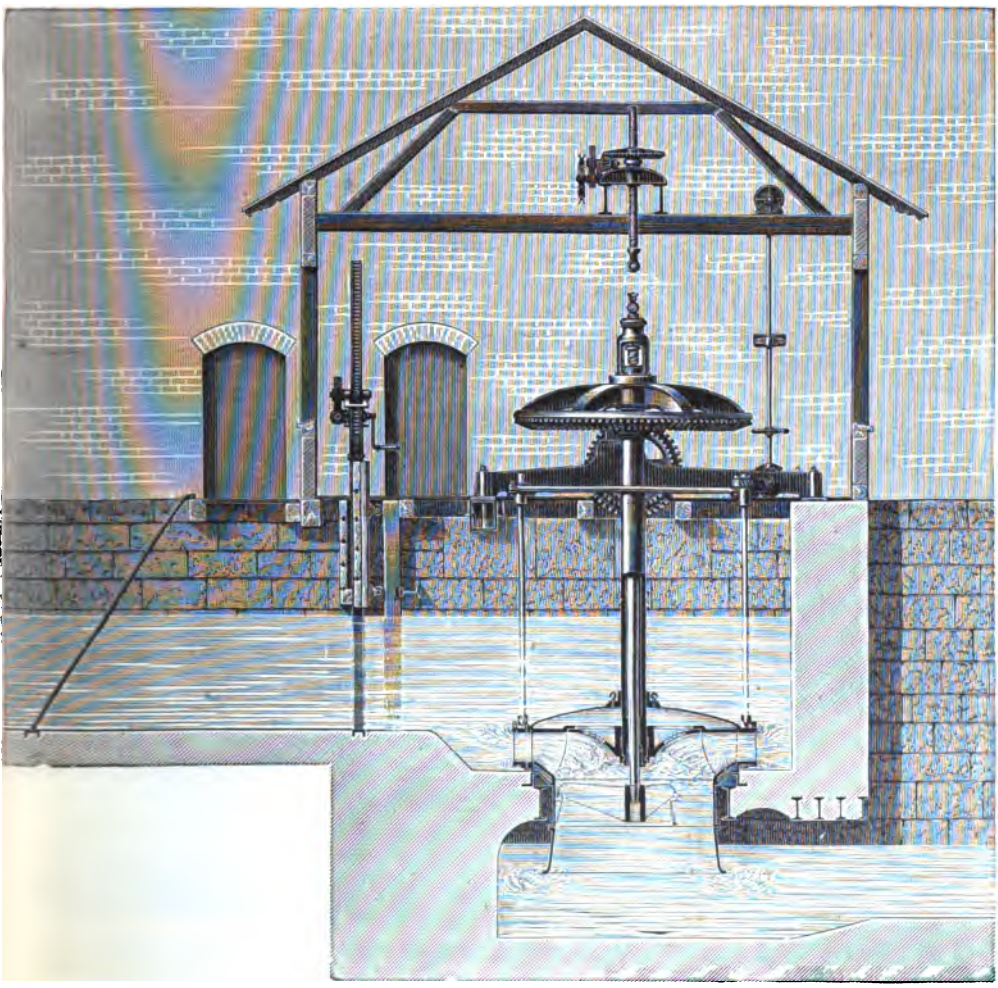


Fig. 208.

oder weniger der Gefahr ausgeſetzt, daß ſich die Leit- und Laufſchaufeln allmählich verſtopfen. Ein ſchmales Stück Holz, ein Zweig oder dergleichen ſchlüpft durch den Rechen am Oberwaſſergraben und klemmt ſich in einer Schaufel feſt. Mit der Zeit ſetzen ſich Blätter, Gras u. ſ. w. an und verengen die freie Durchgangsöffnung, ſodaß die Nutzleiſtung der Turbine immer mehr darunter leidet.

Wie Fig. 204 erkennen läßt, ist das Laufrad mit seiner hohlen Welle a
dem Leitapparat herauszuheben. Wird die Schleuße geschlossen und der Wass
zufluß aus dem Obergraben abgesperrt, so werden die Kanäle vom Leitrad u
vom Laufrad zum Zwecke der Reinigung leicht zugänglich. Zum Ausheben d

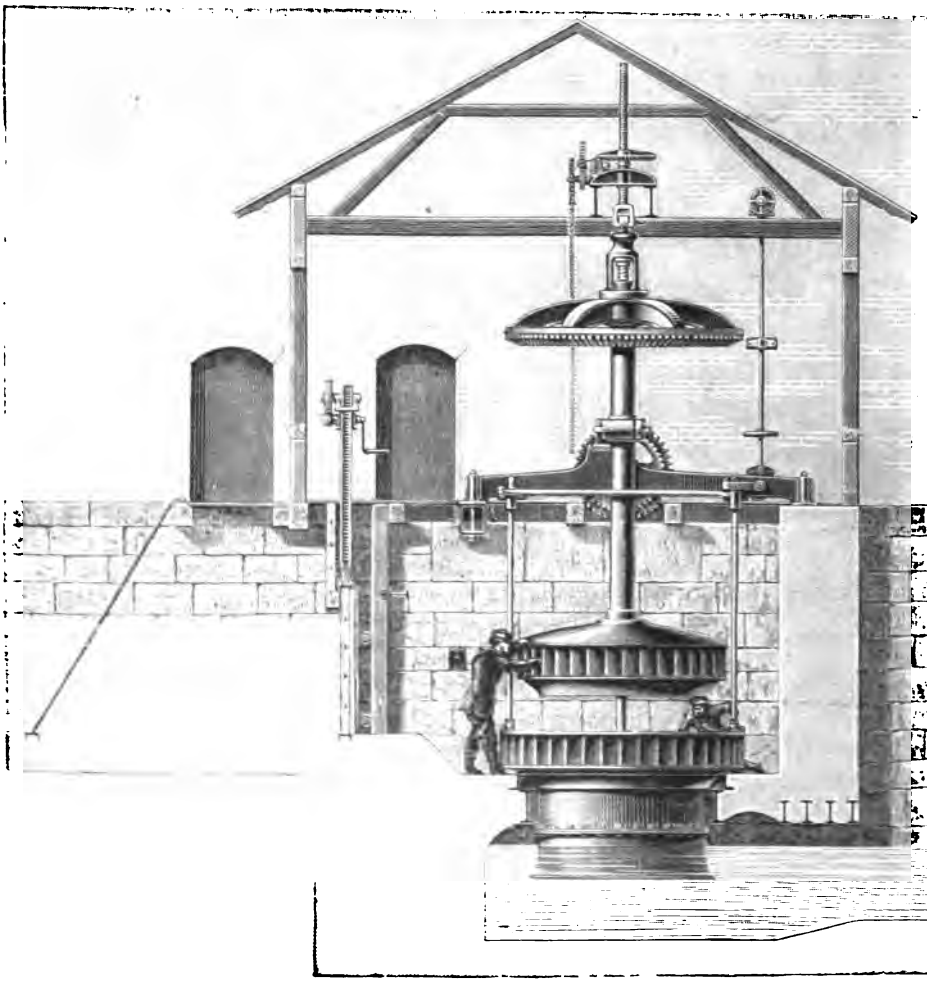


Fig. 204.

Laufrades ist oberhalb der Laufradwelle eine Hebevorrichtung angeordnet, wel
jederzeit leicht benutzt werden kann.

Obgleich das Saugrohr der Francis-Turbine bis in das Unterwasser reic
hat nach Ansicht der Fabrik der Rückstau des Wassers nur einen sehr gering
Einfluß auf die Leistung der Turbine, weil ihre Kanäle stets mit Wasser gefü
sind. Mit Nachlaß des Rückstaues aber wird auch das zunehmende Gefälle dur
das Saugrohr die Turbine [illegible] beeinflussen.

Wie Wasserräder werden auch die Turbinen nicht nur mit senkrechten, sondern auch mit wagerechten Wellen gebaut. Das Bestreben, die Turbinen auf wagerechten Wellen laufen zu lassen, ist ein sehr natürliches, da die Kraft der Turbinen gewöhnlich auf wagerecht gelagerte Transmissionswellen zu übertragen ist. Diese Uebertragung kann aber mittelst Riemenantrieb erfolgen, wenn die Welle des Wassermotors wagerecht lagert. Für niedrige Gefälle und bei großen Wassermengen ist die Anordnung einer liegenden Turbinenwelle meistens nicht möglich, weil bei Hochwasser der Turbinenantrieb der Gefahr ausgesetzt ist, unter Wasser zu kommen. Bei Gefällen bis 5 m zieht man deshalb die senkrechte Lagerung der Turbinenwelle vor.

Eine Francis-Turbinen-Anlage mit wagerechter Welle, wie sie die Firma J. M. Voith in Heidenheim a. d. Brenz baut, ist in Fig. 205 dargestellt.

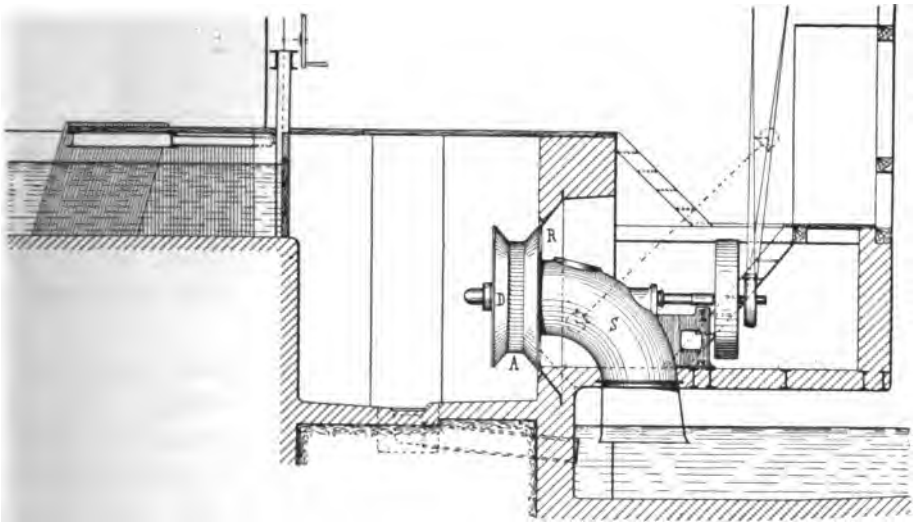


Fig 205.

Das Wasser tritt, wie bei der Turbine mit stehender Welle, an dem ganzen Umfang in das Leitrad ein und entfernt sich, nachdem es das Laufrad A durchströmt hat, durch das gebogene Saugrohr S in den Unterwasserkanal. Das Leitrad ist an einem in der Wand des Turbinenschachtes eingemauerten Tragringe R angeschraubt und gegen den Schacht hin durch einen Deckel D abgeschlossen. Innerhalb des Deckels ist auch eines der Lager für die Turbinenwelle untergebracht. Das zweite Lager sitzt seitlich an dem Rohrstutzen S. Die Fabrik hebt hervor, daß derartige Turbinen häufig an Stelle alter Wasserräder aufgestellt werden und dabei die Anlage sehr vereinfachen. So ist z. B. an Stelle eines unterschlächtigen Wasserrades, welches bei einem Wasserverbrauche von 750 Litern 5 –6 Umdrehungen in der Minute macht und eine Nutzleistung von 55% ergeben

hat, eine derartige Turbine aufgestellt worden, die mit 100 Umdrehungen in d Minute eine Nutzleistung von 75 % ergab. Dabei trat ein einfacher Riemenantri an die Stelle eines dreifachen Rädervorgeleges, welches das langsam laufen Wasserrad verlangte.

Es giebt Verhältnisse, wo mit der einfachen Francis-Turbine die erwünsch Umdrehungszahl nicht zu erreichen ist. So beispielsweise, wenn die Turbine welle mit einer Elektro-Dynamo-Maschine direkt gekuppelt werden soll. In dies Falle hilft man sich damit, daß man zwei kleinere Turbinen, denen man ei größere Umdrehungsgeschwindigkeit geben darf, auf einer gemeinschaftlichen We aufhängt. Beide Turbinen erhalten ein gemeinsames Saugrohr. Falls auch n dieser Zwillings-Turbine eine genügende Umdrehungsgeschwindigkeit nicht zu e zielen ist, so theilt man die Wassermenge in vier Theile und benutzt zwei Zwilling Turbinen, deren Wellen mit einander gekuppelt werden.

Turbinen mit liegender Welle, welche, wie die vorbesprochenen, in den offen Schacht eingebaut sind, werden bis zu einem Gefälle von 10 m ausgefüh wobei der Fußboden der Turbinenanlage bis zu 5 m über dem Unterwasserspie und die Turbinenwelle bis 6 m über demselben gelegt werden kann. Bei Gefäll über 10 m entstehen meist Schwierigkeiten für die Zuleitung des Oberwass grabens, und es werden auch die hohlen Einlaufschächte theuer und nicht me solid genug. Den Turbinen wird alsdann durch eine geschlossene Rohrleitu das Wasser zugeführt. Um das Wasser auch bei einseitiger Lage der Rohrleitu an dem ganzen Umfange des Leitrades gleichmäßig zuzuführen, versieht i Maschinenfabrik von J. M. Voith in Heidenheim a. d. Brenz die Turbin mit einem schraubenförmig gestalteten Gehäuse.

Fig. 206 giebt die bildliche Darstellung des von der Fabrik als Spira Turbine bezeichneten Wassermotors. Das schmiedeeiserne Gehäuse, welches Der darstellung durchsichtig gezeichnet ist, wird an die Druckleitung angeschloss Das Wasser umkreist in einem vom Einlauf aus allmählich sich verengenden Kan das Leitrad, dessen Schaufeln verstellbar und herauszunehmen sind. Das Laufr kann mit seiner Welle seitlich verschoben und aus dem Gehäuse herausgebra werden, sodaß seine Schaufeln völlig freigelegt sind. Es ist zu diesem Zwe das Lager der Turbinenwelle an einer Seite auf dem Maschinengestell verschiebb angeordnet. Das gegenüberliegende Lager ist fest an den Körper des Saugrohr angesetzt und die Turbinenwelle durchdringt auf dieser Seite das Saugrohr einer Stopfbüchsen-Führung.

Als Kennzeichen der verschiedenen Turbinenarten, namentlich der Fourneyro Turbinen, hatten wir es bezeichnet, daß das Laufrad und das Leitrad in ein Ebene liegen und das Wasser den Schaufelapparat radial durchströmt, d wir es also mit Radial-Turbinen zu thun haben. Sind Laufrad und Leitr über einander angeordnet, sodaß das Wasser in der Richtung der Achse d Schaufelapparat und das Laufrad durchströmt, dann haben wir es mit d

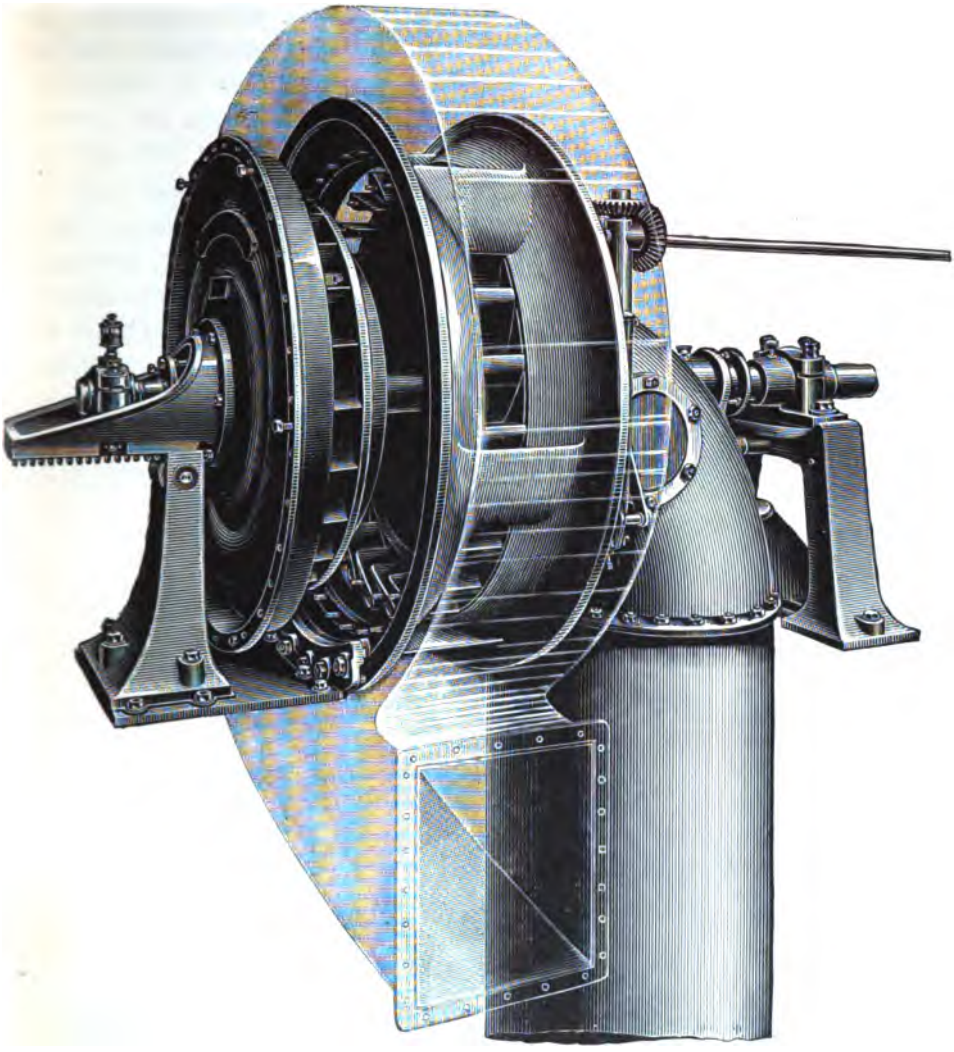


Fig. 206.

Achsial-Turbinen zu thun, deren Grundform zuerst von Henschel ausgeführt und von Jonval (spr. Jongwal) angegeben wurde. Man bezeichnet daher diese Turbinenart auch als

Henschel-Jonval-Turbinen. Gegenüber den Fourneyron-Turbinen haben sie den Vorzug, daß sie mit einer verhältnißmäßig großen Geschwindigkeit arbeiten können, wodurch schwere Rädervorgelege sich unnöthig machen. Auch verlieren sie wenig an Nutzwirkung, wenn das Laufrad beliebig tief im Unterwasser arbeitet, dagegen haben sie den Nachtheil, daß ihre Leistung verhältnißmäßig herabsinkt, wenn wegen Wassermangel ein Theil der Leitradkanäle abgedeckt werden muß und das Laufrad dadurch unvollkommen beaufschlagt ist.

Eine Jonval-Turbine für niedrige Gefälle ist in Fig. 207 dargestellt. D
Leitrad E ist über dem Laufrad A angeordnet. An letzteres schließt sich d

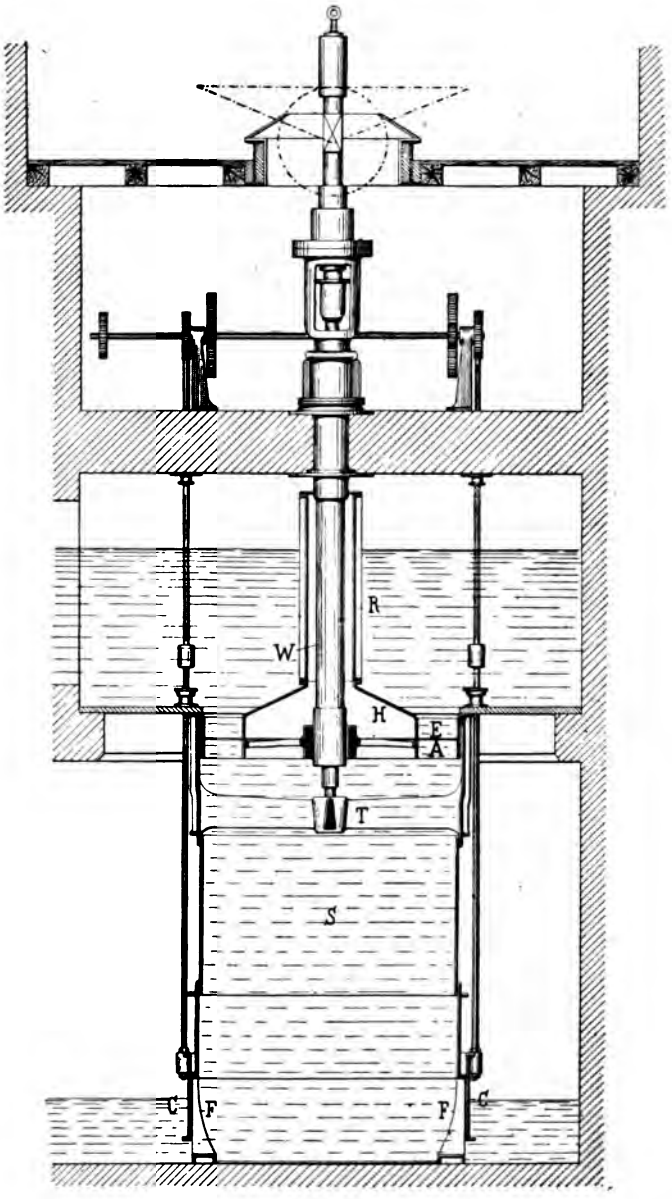


Fig. 207.

Saugrohr S an, welches auf den Füßen F ruht. Die Turbinenachse W ist dreh
auf einem Ueberwasserzapfen aufgehängt und stützt sich mit ihrem unteren E

auf Querträger T, die in das Saugrohr eingebaut sind. Damit das Wasser an der Turbinenachse nicht eindringen kann, ist sie mit einem Schutzrohr R umgeben, an welches sich auch die Schutzhaube H für das Leitrad anschließt. Diese Anordnung hat den Nachtheil, daß die Antriebsräder über dem Oberwasserspiegel, also sehr hoch zu liegen kommen.

Zur Regulirung der durchströmenden Wassermenge ist das Saugrohr S an seinem unteren Ende von einer Ringschütze C umgeben. Sie ist an Stangen aufgehängt, welche vom Maschinenhaus aus durch eine gemeinsame Antriebsvorrichtung angehoben oder gesenkt werden kann. Mit Hilfe der Ringschütze ist das Saugrohr gegen das Unterwasser hin vollständig abzuschließen, sodaß kein Wasser mehr abfließen kann.

Eine offene Jonval-Turbine dieser Gattung, wie sie die Merseburger Maschinenfabrik und Eisengießerei B. Herrich & Co. in Merseburg baut, ist in Fig. 208 wiedergegeben. Bei dieser Ausführungsform fehlt das Saugrohr

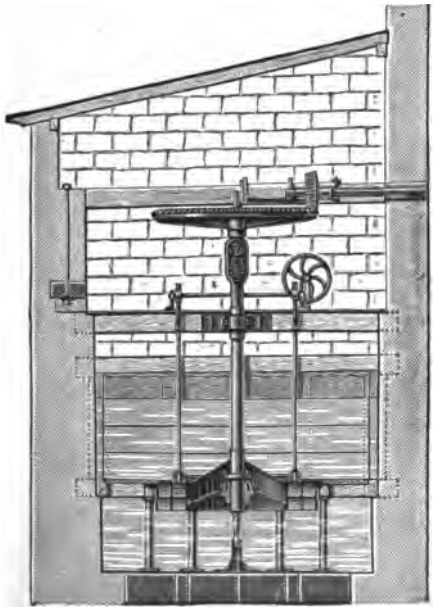


Fig. 208.

vollständig und das Leitrad ist auf Säulen gelagert. Die Regulirung des Wasserzuflusses geschieht durch einen Vollring, der auf das Leitrad aufgelegt wird und dessen Oeffnungen theilweise abdeckt. Diese Turbine eignet sich für große Wassermengen und für Gefälle bis 4 m.

Eine Jonval-Hochdruck-Turbine zeigt Fig. 209. Von dem Gerinne G fäl
das Waſſer durch die geſchloſſene Rohrleitung L in den Turbinenkeſſel K, welch

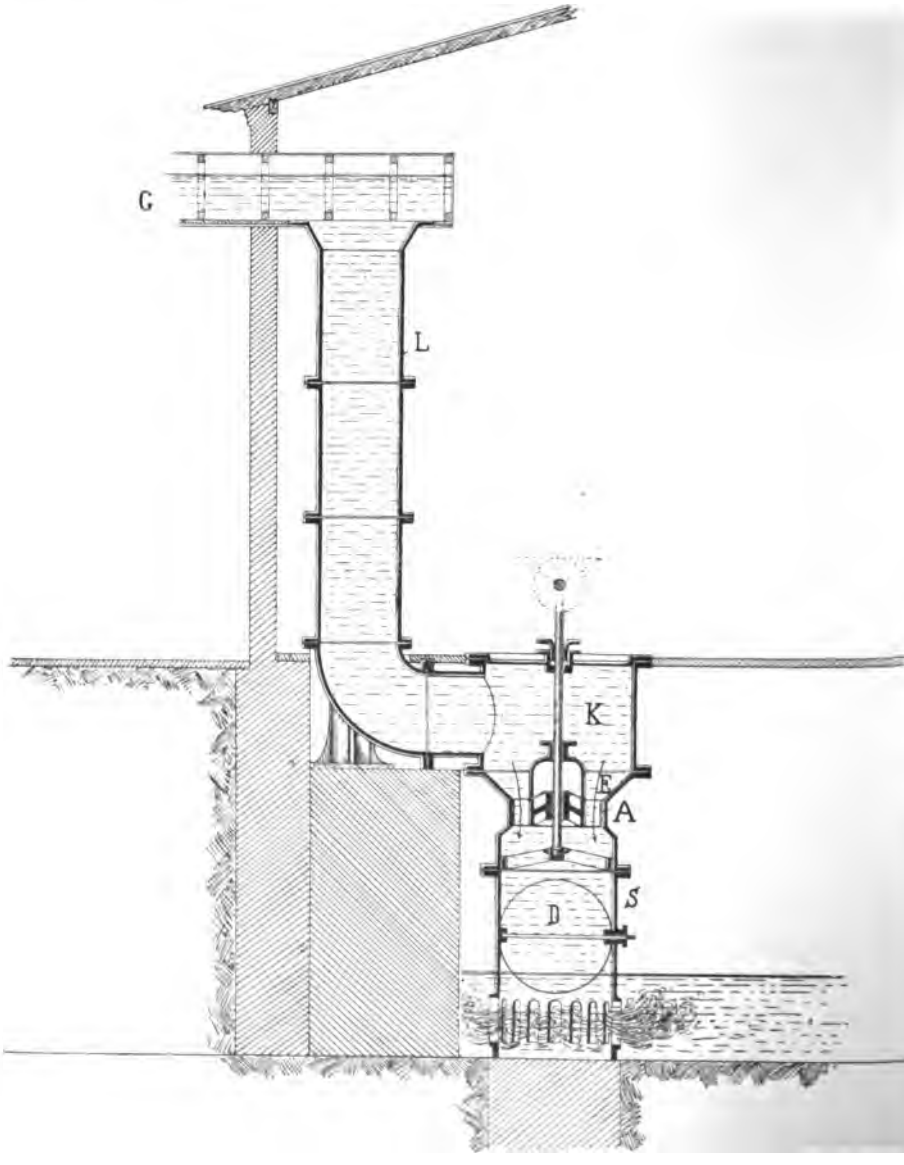


Fig. 209.

die ganze Turbine umgiebt. Das Saugrohr S iſt an ſeinem unteren Ende m
ſeitlichen Ausſtrömöffnungen verſehen. Die Regulirung der durchfließenden Waſſe
menge erfolgt mitt [illegible]klappe D, welche eine vollſtändige Abſtellu

der Turbine ermöglicht, wie die Ringschütze der vorgenannten Turbinen. Die Drosselklappe kann auch in das Zuführungsrohr der Turbine gebaut werden. Man thut dies, wenn man bei der Anlage möglichst an Höhe sparen will. Das Saugrohr S kann in solchem Falle ganz fortfallen und das Leitrad E der Turbinen auf Säulen direkt aufgesetzt werden. In allen Fällen ist es bei Hochdruck-Turbinen möglich, den Fußboden unmittelbar über der Turbine anzuordnen und die Anlage niedriger zu halten, als bei der vorbesprochenen Niederdruck-Turbine.

Eine gedrungene Anordnung dieser geschlossenen Druck-Turbine zeigt Fig. 210 nach Ausführungen der Merseburger Maschinenfabrik und Eisengießerei

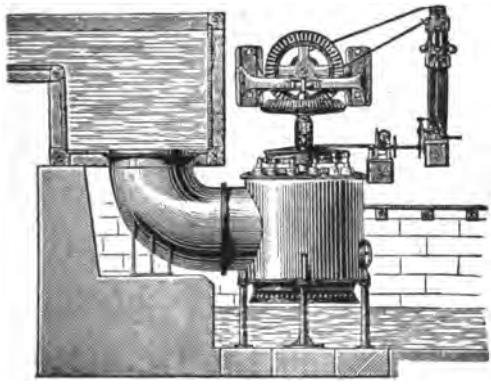


Fig. 210.

B. Herrich & Co. in Merseburg. Sie kommt meist dort zur Anwendung, wo der Fußboden des Arbeitsraumes viel niedriger liegt, als der Oberwasserspiegel. Der geschlossene Turbinenkessel ruht auf Säulen und ist mittelst eines Rohrkrümmers mit dem Zuflußgerinne in Verbindung gesetzt.

Wie die Fourneyron-Turbine, so kann auch die Jonval-Turbine so ausgeführt werden, daß das Wasser von unten eingeleitet wird und nach oben ausströmt. Das Leitrad muß natürlich in diesem Falle unter dem Laufrad liegen und das Wasser wird ihm durch ein geschlossenes Rohr zugeführt werden müssen. Man pflegt bei solchen Turbinen das Laufrad mit dem Unterwasserspiegel in eine Höhe zu legen.

Handelt es sich um die Ausnutzung großer Wassermassen bei kleinen Gefällen, so verwendet man mit Vortheil Turbinen mit zwei neben einander liegenden Kränzen. Eine derartige Turbine, nach Ausführungen der Maschinenfabrik

Germania in Chemnitz, giebt die Darstellung Fig. 211 wieder. Leitrad u
Laufrad haben zwei neben einander liegende Kränze. Der innere Kranz des Le
rades wird gewöhnlich mit der Regulirvorrichtung für den Wasserzufluß au
gerüstet. Dazu kann man Handdeckel benutzen, welche einfach auf die Oeffnung

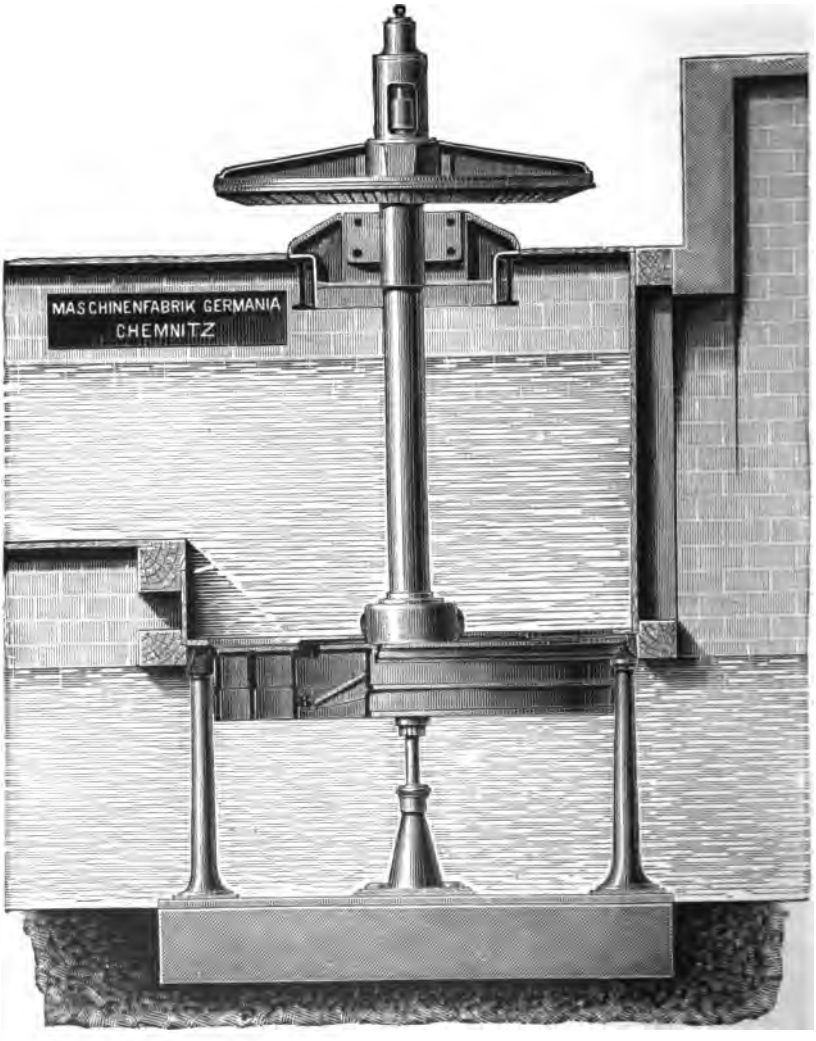


Fig. 211.

des inneren Kranzes aufgelegt werden, sodaß dieselben abgedeckt werden. Di
Regulirungsweise ist aber umständlich, weil man dazu stets das Oberwasser a
sperren muß, um zur Turbine kommen zu können. Man benutzt deshalb häu
Regulirungsschieber, die von dem Fußboden aus durch geeignete Vorrichtung

einzeln angehoben oder gesenkt werden können. Die Schieber werden in den inneren Kranz so eingeschoben, daß von jedem eine Zelle abgesperrt werden kann. Die Turbine ruht auf Säulen. Ihre massive innere Tragachse stützt sich auf einen Bock. Nach Angaben der Fabrik eignet sich diese Anordnung für Wassermengen von 1000—10 000 Liter in der Sekunde und für Gefälle von 1—4 m.

Jonval-Turbinen lassen sich auch mit wagerecht gelagerten Wellen ausführen. Eine solche ist in Fig. 212 dargestellt. Das Wasser fließt dem Turbinenkessel K_1

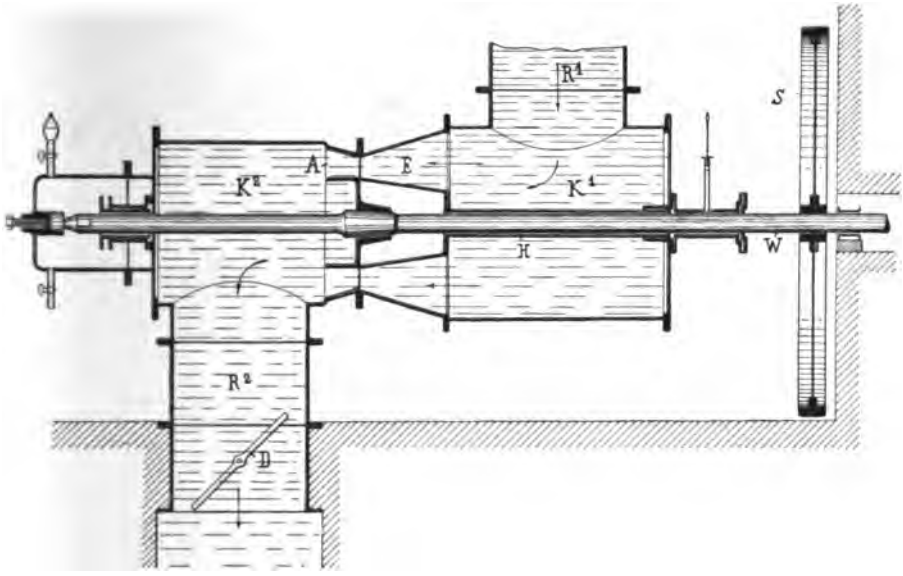


Fig. 212.

durch das Rohr R_1 zu. Der Turbinenkessel ist nach Außen mit einem Deckel abgeschlossen, durch dessen Stopfbüchse die Turbinenwelle W hindurchgeht. Das Wasser gelangt durch das Leitrad E in das Laufrad A und strömt durch den Kessel K_2 und das Rohr R_2 ab. Auch der Kessel K_2 ist mit einem Deckel abgeschlossen, durch dessen Stopfbüchse das andere Ende der Turbinenwelle hindurchreicht. Damit das Wasser zwischen dem Kranz und der Nabe des Leitrades nicht austreten kann, ist die Welle innerhalb des Raumes K_1 mit einer Schutzhülse H umgeben. Der Wasserzufluß wird durch die Drosselklappe D in dem Abflußrohr R_2 geregelt. Zur Uebertragung der Kraft ist die Riemenscheibe S auf der Turbinenwelle W direkt aufgesetzt.

Eine Jonval-Turbine mit drei Kränzen, welche die Aktien-Gesellschaft der Maschinenfabriken von Escher, Wyß & Cie. in Zürich baut, giebt

Fig. 213 und die
zur Ausnutzung der
Turbine besteht in
Vertheiler, und
Das Laufrad ist
Ende mit einem Ob
sie sich dreht. Leit

mit seinem oberen
Turbinenkammer
Innen vorstehende
freien Raum zwisch
Von dem dreifache
inneren sind nach
schaufeln bilden un
her einströmt, das

em Unterwasserspiegel arbeiten und
ng, als mit den Jonval-Turbinen.
enjenigen Fällen, wo es sich darum
änderlichen Wassermengen eine gute

hrungen der Maschinen-
Wasserkasten hat steinerne
das Leitrad der Turbine

Fig. 213 und die Darstellung Fig. 214 wieder. Derartige Turbinen wurd zur Ausnutzung der Wasserkräfte der Rhone in der Stadt Genf aufgestellt. D Turbine besteht in der Hauptsache aus einem festen Leitrad E, dem sogenannt Vertheiler, und einem beweglichen Laufrad A, dem sogenannten Empfänge Das Laufrad ist an einer hohlen Welle W_2 befestigt, welche an ihrem ober Ende mit einem Oberwasserzapfen auf die feste Achse W_1 sich stützt, um welc sie sich dreht. Leitrad und Laufrad sind in drei Kränze getheilt. Ersteres ru

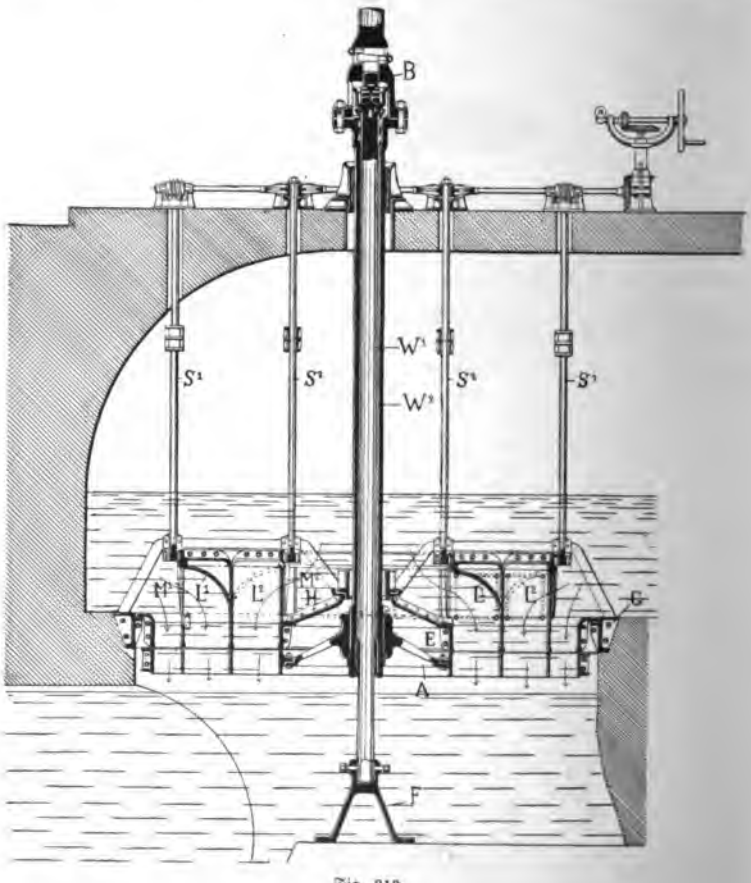


Fig. 213.

mit seinem oberen Rand auf einem eisernen Ring G, der in das Mauerwerk d Turbinenkammer eingesetzt ist. Die innere Wand des Leitrades hat eine na Innen vorstehende Rippe, auf welche die gußeiserne Haube H sich aufsetzt, die d freien Raum zwischen dem Schaufelrad und der hohlen Welle der Turbine abde Von dem dreifachen Leitrad E ist der äußerste Kranz ganz offen; die beid inneren sind nach oben verlängert, sodaß sich Zuflußkammern oberhalb der Le schaufeln bilden und das Wasser in das innere Leitrad von der Achse der Turbi her einströmt, das äußere von dem Umfang des Rades her. Die Zuflußkamme

werden mit den Leitblechen L_1, bezw. L_2 versehen, welche die Kammern nach oben hin bogenförmig abschließen. Das Wasser wird sonach in der Pfeilrichtung den Leitschaufeln zugeführt.

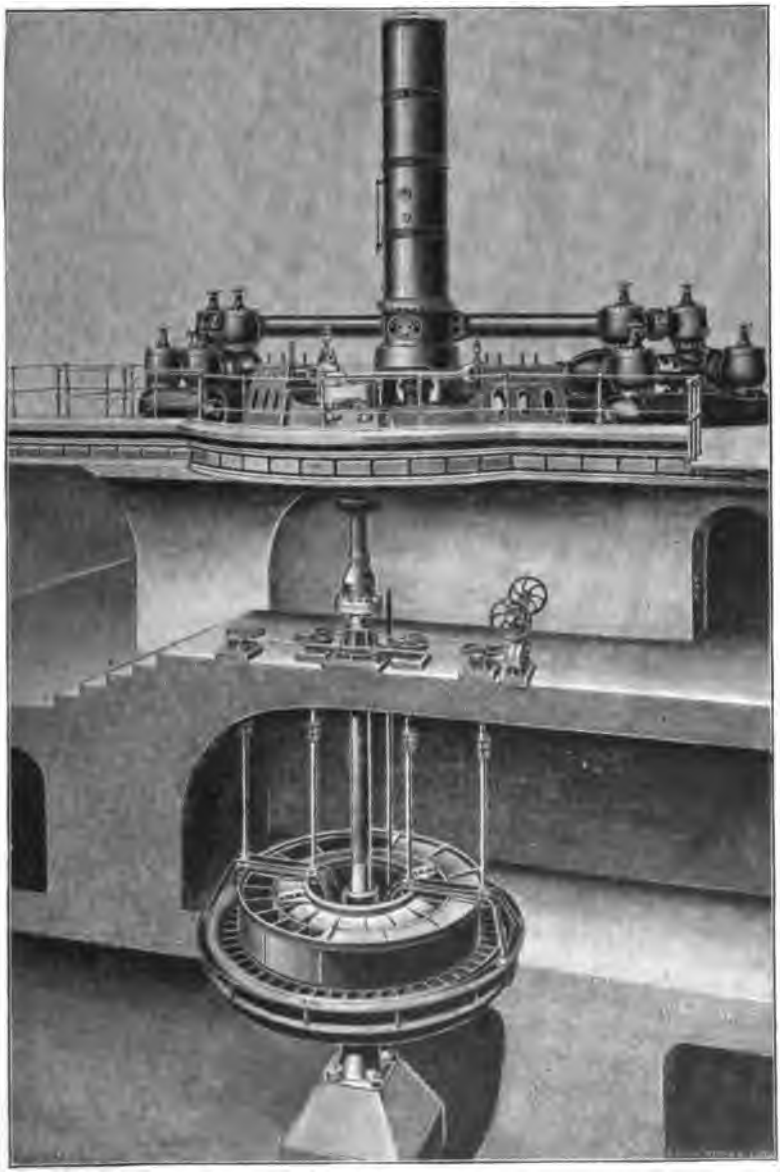


Fig. 214.

Die Einströmöffnungen der Zufuhrkammern sind Außen und Innen von einem cylindrischen Mantel M_1, bezw. M_2 umgeben, der mit Schlitzöffnungen versehen ist. Durch Drehung dieser Mäntel kann der Wasserzufluß geregelt werden.

Beide Mäntel tragen dazu an ihrem oberen Umfange einen Zahnkranz, in welchen feststehende Getriebe eingreifen, die von der Arbeitskammer aus durch Schraubenantrieb mittelst der Stangen S_1, bezw. S_2 gedreht werden können. Durch Drehung der cylindrischen Mäntel M_1, bezw. M_2 kann das Wasser dem inneren und mittleren Leitschaufelkranz zugeführt werden, wenn die Schlitzöffnungen der Mäntel vor die Kammeröffnungen treten, oder es kann der Wasserzufluß von diesen Leitschaufelkränzen abgestellt werden, sobald die geschlossenen Theile der cylindrischen Mäntel die Zuströmöffnungen abdecken.

Die Achse der Turbine besteht aus der hohlen Welle W_2, welche in einem glockenförmigen Aufsatz B an ihrem oberen Ende den Laufzapfen trägt, mit welchem sie sich auf der Tragachse W_1 dreht. Letztere stützt sich mit ihrem unteren Ende auf einen Fuß F, der in dem Ausflußbette der Turbine aufgestellt ist. Der Abstand zwischen beiden Wellen und ihre gegenseitige Abdichtung wird durch Stopfbüchsen gesichert.

Bei den bisher besprochenen Turbinen wirkte das Wasser durch Verengung der Durchströmöffnungen des Rades mit einem gewissen Ueberdruck auf die Bewegung des Laufrades ein. Bei den nun folgenden Turbinen soll das Wasser mit einer dem wirksamen Gefälle ganz entsprechenden Geschwindigkeit aus dem Leitrad in das Laufrad übertreten. Die Geschwindigkeit des zugeführten Wassers soll aber bei dem Durchgange durch das Laufrad möglichst ausgenutzt und herabgemindert werden. Das Wasser wirkt bei diesen Druck-Turbinen, wie wir wissen, nur durch seine lebendige Kraft. Turbinen dieser Art sind die Girard-Turbinen (sprich: Jierah).

Die Girard-Turbinen sind Turbinen, die gekennzeichnet sind durch die Erweiterung des Laufkranzes nach der Austrittsstelle des Wassers hin. Hierdurch wird die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers verringert und auch der mit dieser Geschwindigkeit verbundene Verlust an Arbeitsvermögen. Durch ihre eigenthümlichen Schaufeln und Kranzformen kann eine gleichbleibende Geschwindigkeit und ein gleichbleibender Druck hergestellt werden, und zwar unabhängig davon, ob alle Zellen oder nur einige beaufschlagt werden und ob das Wasser die Zellen ganz oder nur theilweise ausfüllt. Weil die Kanäle dieser Turbinen mit Wasser nicht ausgefüllt sind, so können die Laufräder nur in der freien Luft arbeiten.

Der Wirkungsgrad dieser Turbinen sinkt sofort nicht unbedeutend herab, sobald sie unter Wasser gehen. Man kann sich nach Weisbach*) den Vorgang dadurch erklären, daß die von dem durchfließenden Wasser nicht gefüllten Räume der Zellen, welche theilweise mit Luft erfüllt sind, wenn die Turbine sich frei über Wasser bewegt, von totem Wasser erfüllt werden müssen, sobald die Turbine unter Wasser geht. Während nun die mit Luft erfüllten Zellen den durchströmenden Wasserstrahlen keine nennenswerthen Hindernisse bieten, wird dagegen das tote Wasser, welches die Zellen erfüllt, in die Bewegung hineingezogen werden. Hierbei entstehen Wirbelbildungen innerhalb der Radzellen, die an und für sich einen Kraftverbrauch bedingen, dann aber auch Störungen in der beabsichtigten Wirkung des Wassers veranlassen. Man läßt aus diesen Gründen die Laufräder

*) Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II“.

der Girard-Turbine gewöhnlich frei über dem Unterwasserspiegel arbeiten und erreicht dann eine etwas höhere Nutzwirkung, als mit den Fonval-Turbinen. Eine Girard-Turbine wählt man in allen denjenigen Fällen, wo es sich darum handelt, bei gleichbleibendem Gefälle und veränderlichen Wassermengen eine gute Ausnutzung zu erzielen.

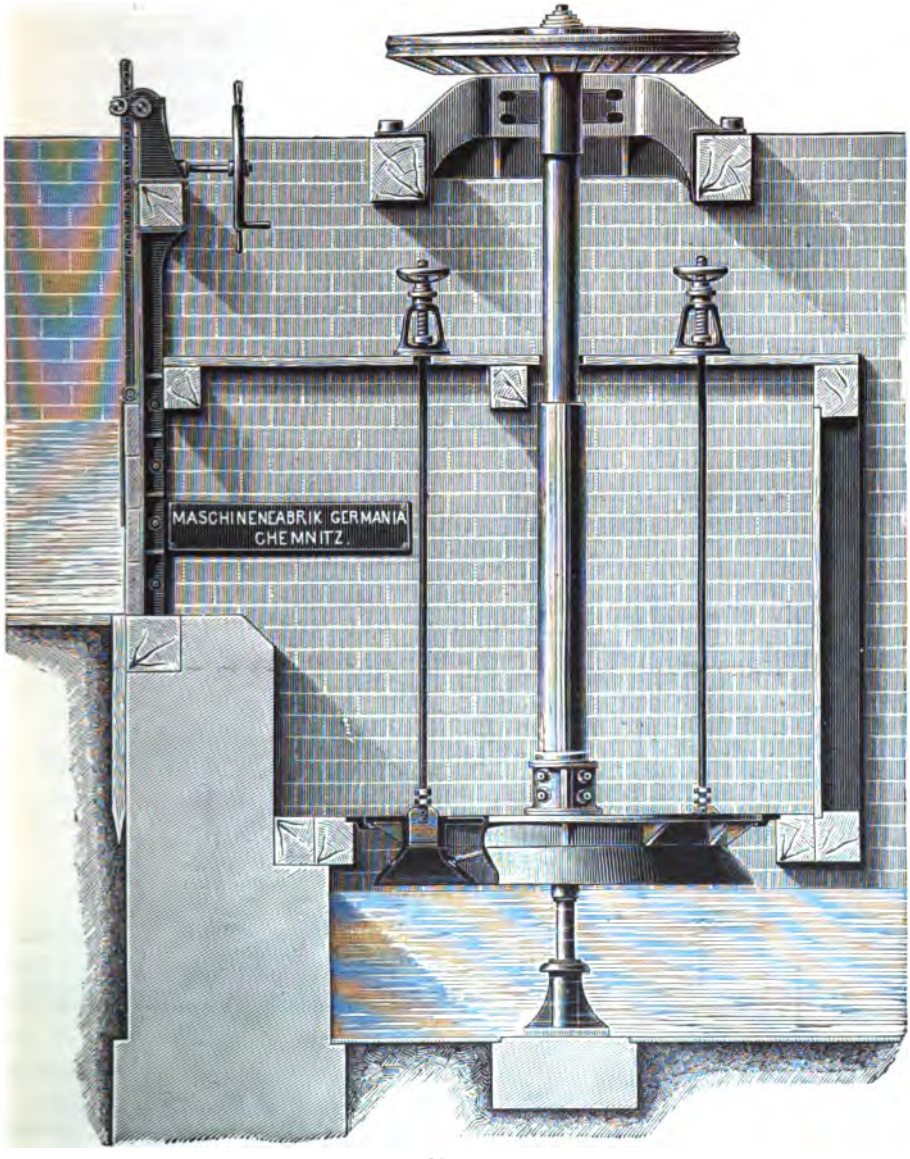


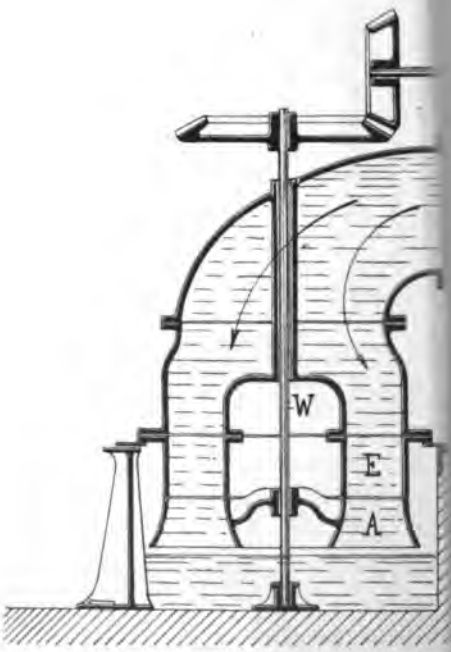
Fig. 215.

In Fig. 215 ist eine Girard-Turbine nach Ausführungen der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz dargestellt. Der Wasserkasten hat steinerne Seitenwände und eine Rückenwand von Holz. Auch das Leitrad der Turbine

ſtützt ſich auf Holzbalken. Das
über dem Unterwaſſerſpiegel. Zu
Stechſchieber benutzt, die zwiſche
werden können, daß durch die betr
Jeder Stechſchieber kann von de
Handrad, das mit Gewinde verſeh
geſchraubt iſt, auf- und niederbe
einem Ueberwaſſerzapfen aufgehäng

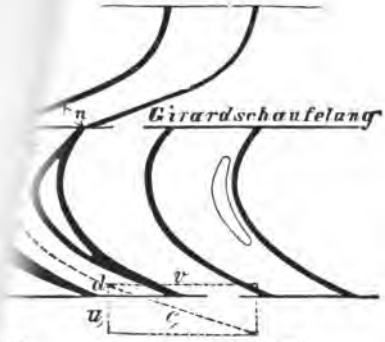
Solche Girard-Turbinen werd
leres Gefälle von 1—4,5 m und f
der Sekunde benutzt. Sind alle St
welle voll beaufſchlagt; ſie kann
beaufſchlagt zur Anwendung komm
Leitkanäle eingeſchoben ſind. Bei
durch eine eiſerne Rohrleitung zu
eiſernen Mantel.

Bemerkenswerth iſt auch die



Fig

Gefälle, welche durch die Linienzeichnung
welches dem Sammelkaſten K zufließt,



223. Fig. 224.

ist in Fig. 225 dargestellt. Das Laufrad construirt, nur ist es von

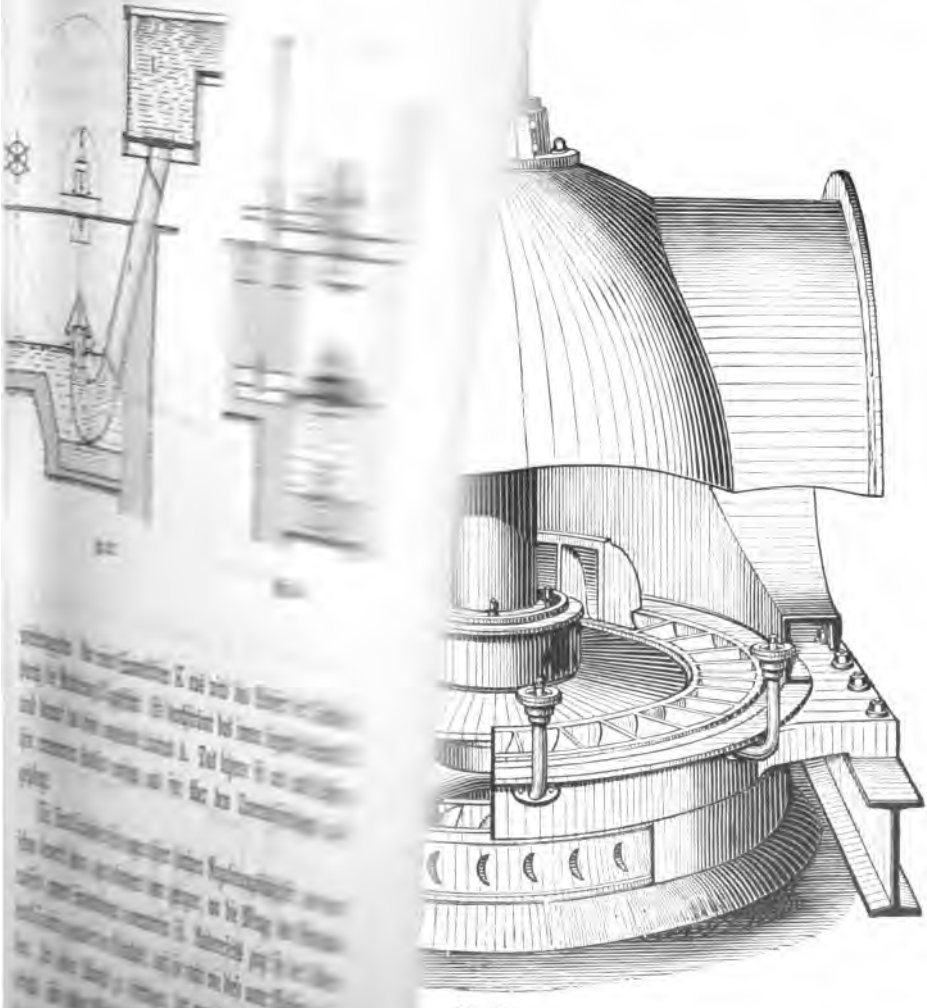


Fig. 225.

sind, daß sie den Raum abdecken, welcher mit Wasser nicht erfüllt wird. Von d
Figuren 219 und 220 zeigt die erstere eine Radzelle mit einer Rückschaufel u
die letztere eine Girard-Zelle mit Ventilöffnung
durch welche die Luft entweichen soll. Die Vent
öffnung muß natürlich an einer Stelle angeordn
sein, welche nicht vom Wasser getroffen wird, u
es wird deshalb auch dieser Raum von der Rü
schaufel umschlossen, wenn eine solche angebra
werden soll. Nach dem ersten Anwender von Rü
schaufeln bei Turbinen werden solche Turbinen a
als Hähnel-Turbinen oder auch als Gren
Turbinen bezeichnet.

Fig. 219.

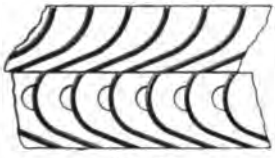


Fig. 220.

Man kann auch durch Verkleinerung d
Durchganges der Radzellen das Wasser zu ein
vollständigen Ausfüllung der Zellen zwing
wenn man an Stelle der Rückschaufeln ein
in die Laufradzellen einspringenden Laufkranz, w
Fig. 221 dies zeigt, anordnet. Bei dieser Ausführung springt der innere La
kranz mit der Verstärkung f in die Laufradzellen ein.

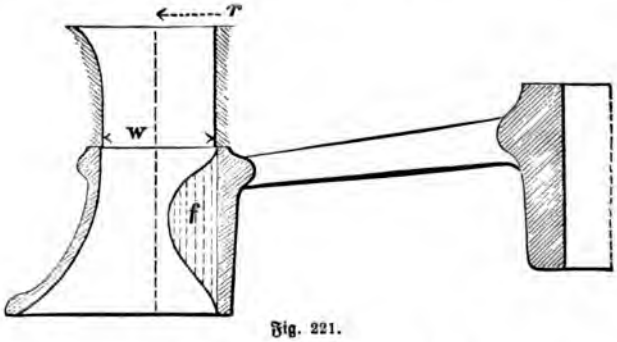


Fig. 221.

Eine besondere Art, die Turbine nach Patent B. Lehmann, wird von d
Maschinenfabrik H. Queva & Co. in Erfurt gebaut. Sie unterscheidet sich v
anderen Turbinen im Besonderen durch die Art ihrer Schaufeln. Die Kanäle d

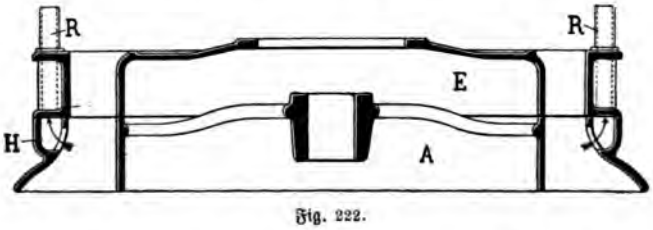


Fig. 222.

Laufrades A sind hierbei, wie Fig. 222 zeigt, durch Rohre R ventilirt, welche im L
rad angebracht sind und an ihrem oberen Ende ein Ventil tragen. Die Luft wird d

Hohlring H, der das Laufrad umschließt, zugeführt und gelangt von hier in die Röhren R des Leitrades. Diese Turbinen werden mit Rückschaufeln — wie in Fig. 223 —, oder mit einfachen Schaufeln — entsprechend Fig. 224 —, jedoch mit einspringendem Radkranz gebaut.

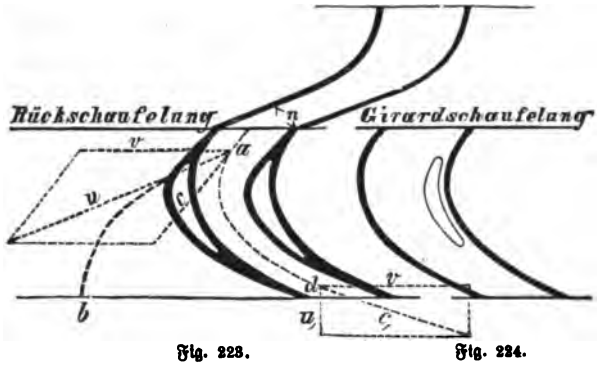


Fig. 223. Fig. 224.

Eine Turbine mit derartiger Schaufelung ist in Fig. 225 dargestellt. Das Laufrad ist im Uebrigen wie ein gewöhnliches Laufrad construirt, nur ist es von

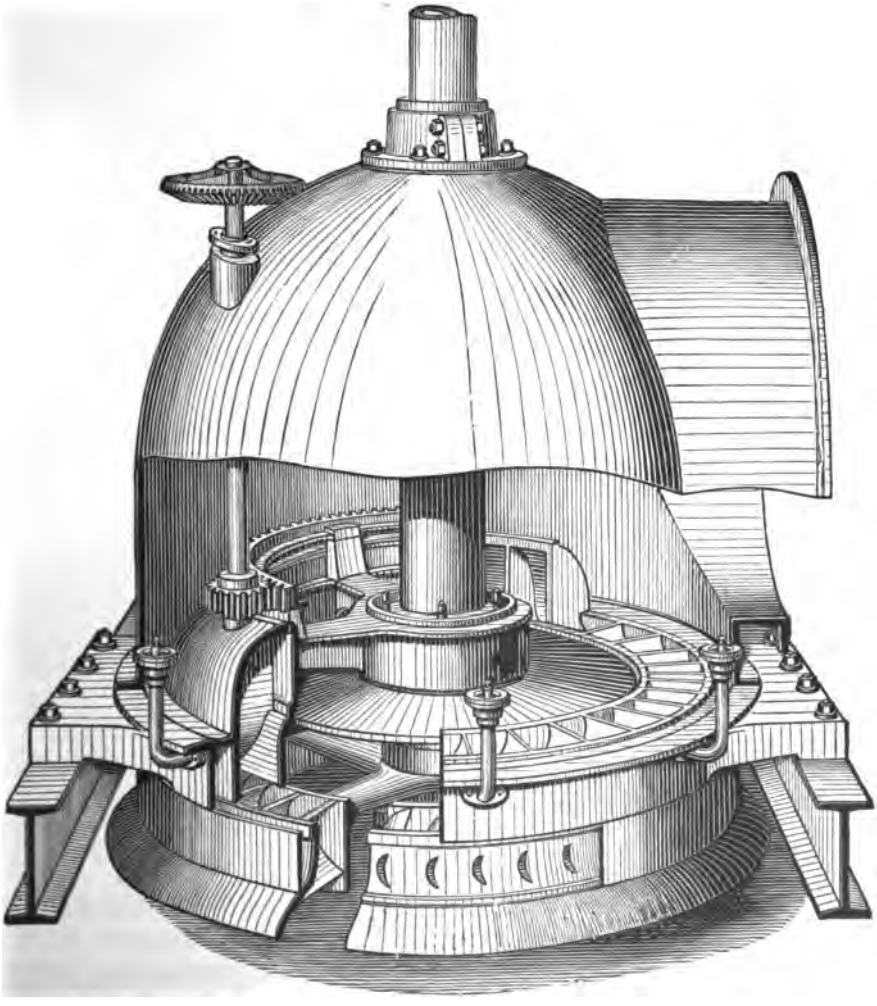


Fig. 225.

einem Hohlring umgeben, in welchen die Luftröhren einmünden. Das Leitrad zur Hälfte offen, sodaß das Wasser von oben in seine Kanäle eindringen kan Die zweite Hälfte ist mit einer Regulirungs-Vorrichtung versehen, bei welcher d Wasser seitlich einströmt. Diese Einströmöffnungen können aber von einem hol kreisförmigen Schieber, der mittelst Zahnradbetrieb verstellbar ist, mehr oder weniger abgesperrt werden.

Nach Angabe der Fabrik arbeiten diese Turbinen gleich gut für veränderli Wassermengen und bei hohem Stauwasser. Sie sollen bei großer, wie bei klei Beaufschlagung eine hohe Nutzwirkung haben, und zwar sowohl, wenn sie die Girard-Turbinen in freier Luft arbeiten, als auch, wenn sie wie die Jonv Turbinen im Stauwasser arbeiten müssen. Aus letzterem Grunde kann auch d ganze Gefälle vollständig ausgenutzt werden. Der Gang der Turbine soll allen Fällen ein sehr gleichmäßiger sein, unabhängig davon, ob sie mehr o weniger beaufschlagt wird und ob sie über oder unter Wasser geht.

Wie die Jonval-Turbinen, so können auch die Girard-Turbinen als Dopp Kranz-Turbinen gebaut werden. Eine solche Turbine stellt sich billiger, als z einzelne Turbinen von entsprechender Größe. In Fig. 226 ist eine Doppel-Kra

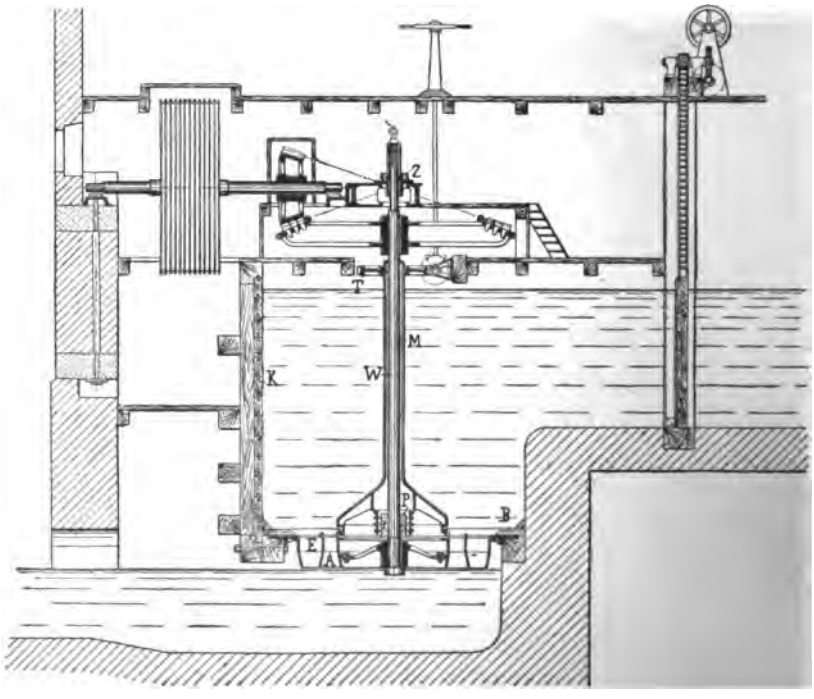


Fig 226.

Turbine nach Ausführungen der Maschinenfabrik von Ganz & Co. in Bud pest und Ratibor wiedergegeben. Der äußere Kranz des Laufrades A ist Jonval-Schaufeln versehen, während der innere Kranz nach unten erweite Girard-Schaufeln hat und für die Regulirung eingerichtet ist. Das Leitrad

ist auf einen Bohlenbelag B aufgehängt und auch die Rückwand der Turbinenkammer K wird aus Bohlen gebildet. Die massive Welle W der Turbine, welche in einem Oberwasserzapfen Z läuft, durchdringt das Leitrad E und führt sich innerhalb desselben in einem Pockholzlager P. Die Turbinenwelle W ist von einem Mantel M umgeben, der sich an das Leitrad E anschließt und an seinem oberen Ende einen Zahnrad-Antrieb hat. Durch Verdrehung des Mantels werden die Regulirungsvorrichtungen eingestellt.

Ein Leitrad einer solchen Doppel-Kranz-Turbine stellt Fig. 227 dar. Es ist nach Außen trichterförmig erweitert und seine Nabe ist mit Pockholz ausgefüttert, um der Turbinenwelle Führung zu geben. An seinem Umfange sind

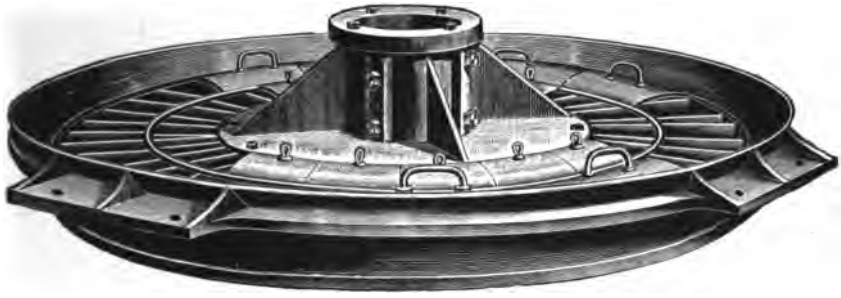


Fig. 227.

eine Anzahl Lappen an den Leitkranz angegossen, mit welchem er auf dem Holzunterbau sich stützt und auf ihm befestigt wird. Zur Regulirung werden die sogenannten Handdeckel angewendet, die mit einem Griff versehen sind. Wir haben bereits erfahren, daß diese Regulirung den Nachtheil hat, daß nur beim Stillstand der Turbine und bei geschlossenen Schützen die Regulirung erfolgen kann.

Das zugehörige Laufrad ist in Fig. 228 dargestellt. Die Girard-Schaufeln des inneren Laufkranzes zeigen eine viel schärfere Biegung, als die der äußeren

Fig. 228.

Jonval-Schaufeln. Die Nabe bildet mit dem Armstern ein Vollgußstück und wird durch Schraubenverbindung an dem Laufrad angebracht.

Dort, wo eine Doppel-Kranz-Turbine zur Ausnutzung der Wassermenge nicht genügt, benutzt man auch Turbinen mit drei Kränzen.

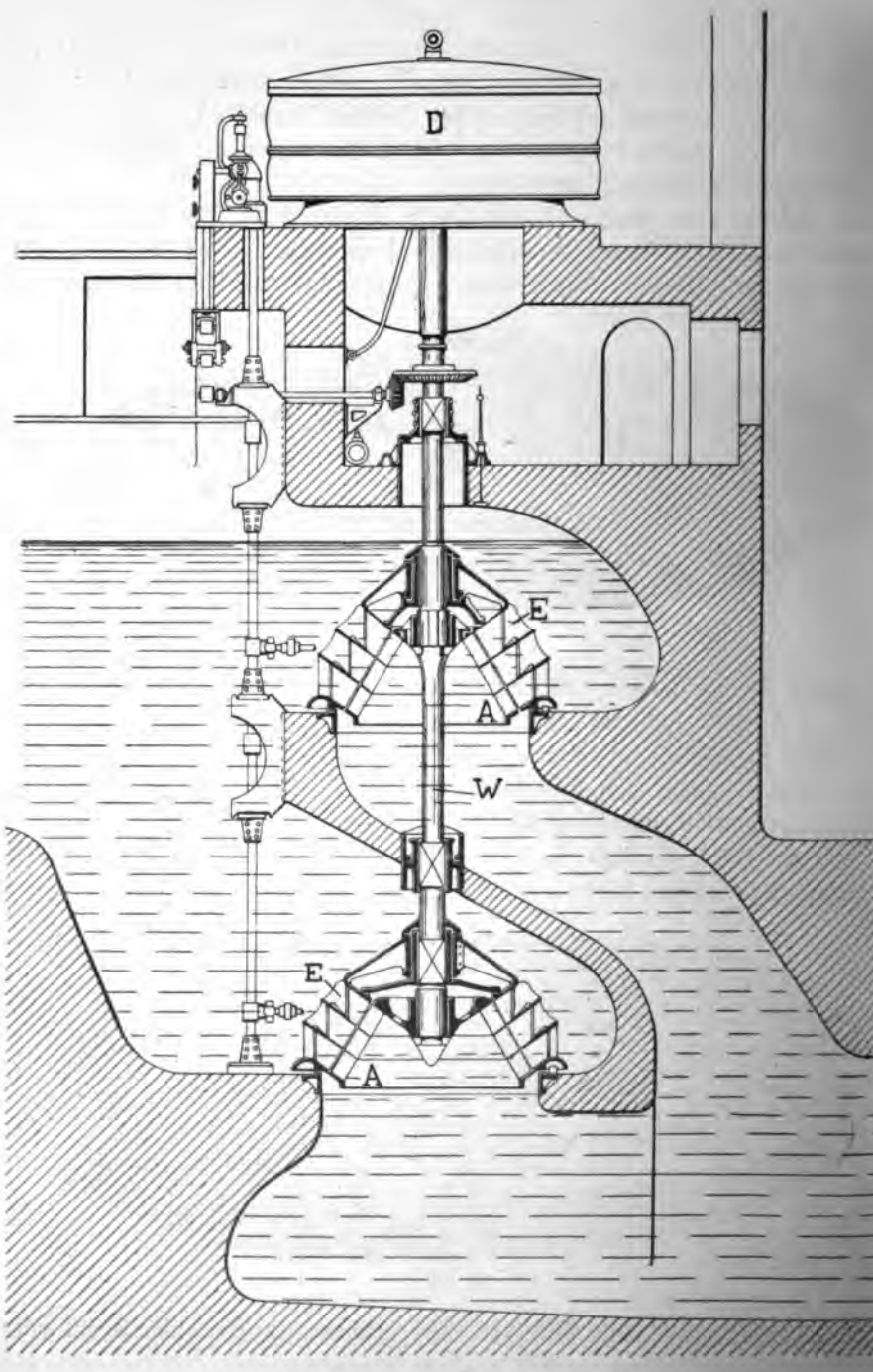


Fig. 229.

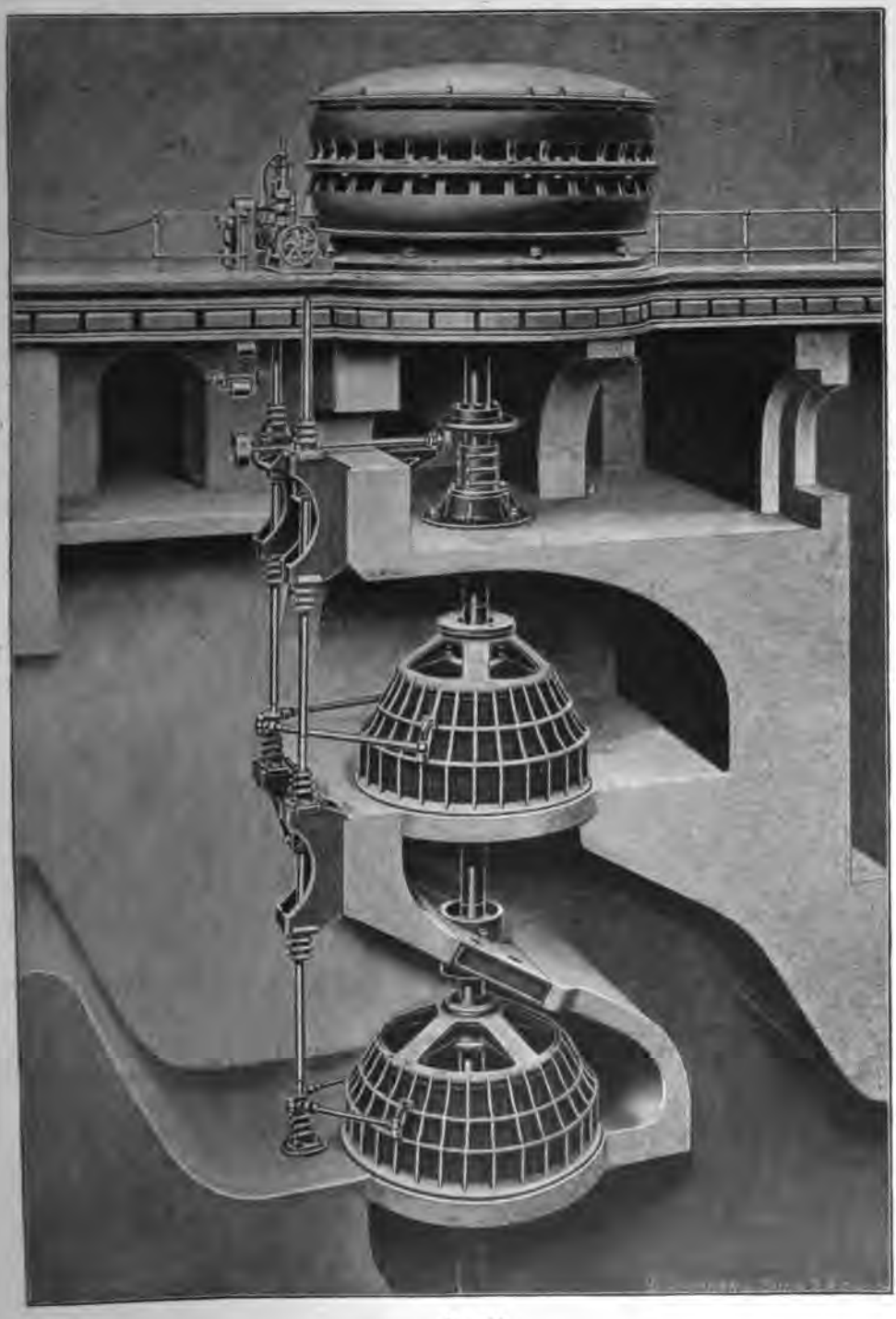


Fig. 280.

Eine besondere Art von Turbinen, die sogenannten Konus-Turbine werden von der Aktien-Gesellschaft der Maschinenfabriken von Esche Wyß & Co. in Zürich gebaut. Es sind dies Turbinen mit drei Kränzen, welch von Außen beaufschlagt werden, bei welchen aber die einzelnen Kränze etagenarti über einander liegen und einen abgestumpften Kegel bilden. Fig. 229 und 23 geben in Schnitt und Ansicht eine derartige Turbinenanlage, wie solche in Chèvre bei Genf zur Aufstellung gekommen ist. Da bei dieser Anlage das Gefälle sel wechselt und auch der Wasserspiegel sehr veränderlich ist, so sind die Turbine als Doppel-Konus-Turbinen ausgeführt worden, d. h. es sind zwei Konus-Turbine über einander auf einer Welle angeordnet. Das äußere haubenförmige Rad l das Leitrad, stützt sich auf einen eisernen Ring, der in Stein eingelassen ist. G umgiebt das Laufrad A, welches auf einer massiven Welle W befestigt ist, d sich in der Nabe des Leitrades führt.

Bei Hochwasser*) arbeitet die obere Turbine mit der unteren zusamme Bei niederem Wasserstand aber, also im Winter, macht sich stromaufwärts d Rückwirkung des Wehrstaues weniger fühlbar. Die obere Turbine ist dann ga außer Betrieb und die untere arbeitet allein. Die Regulirungsvorrichtung beste aus einem Ringschieber, der die Eingangsöffnung an dem äußeren Umfange d Leitrades bedeckt. Dieser Schieber ist gitterförmig durchbrochen und wird mittel Winkelhebels und Zugstangen bewegt.

An dem oberen Ende der Turbinenwelle ist eine Elektro-Dynamo-Maschine direkt angekuppelt.

Partial-Turbinen.

Es sind dies Turbinen, welche nur an einer oder an mehreren Stellen ihr Umfanges beaufschlagt werden. Sie werden dann angewendet, wenn es sich u Ausnutzung stark veränderlicher Wassermengen bei großem Gefälle handelt. G sind durchweg Druck-Turbinen und sie haben kein Leitrad, sondern nur besonde gestaltete Zuführungskanäle, das sogenannte Leitmaul. Die Turbine wird m radialer Durchströmung bei innerer oder äußerer Beaufschlagung gebaut, ob auch mit achsialer Durchströmung. Als besondere Gruppe sind hierbei die s genannten Tangentialräder zu nennen. Es werden darunter Turbinen verstande bei denen das Wasser annähernd zur Richtung der Tangente, d. h. der Berührung linien des Kreisumfanges, in das Laufrad eingeleitet wird.

Ueber die Tangentialräder sagt Rühlmann**): „Diese Räder sind von ga entschiedenem Nutzen, wenn geringe Wassermengen bei sehr hohen Gefällen z Disposition stehen, weil unter solchen Verhältnissen die Voll-Turbinen klein u für gute Construction-Anordnungen so ungünstig ausfallen, daß in der Reg nur ein geringer Nutzeffekt zu erwarten ist, nicht zu gedenken, daß zugleich d

*) „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1896."

**) Rühlmann, „Allgemeine Maschinenlehre I".

Geschwindigkeit ihrer Umdrehbewegung enorm groß wird, während die Tangentialräder ihrer verhältnißmäßig großen Durchmesser wegen weniger Umdrehungen machen. Allerdings ist ihr Güteverhältniß nicht viel höher als 0,70 zu bringen, indessen immer genug, unter den vorhererwähnten Umständen, zumal wenn man gleichzeitig die geringeren Kosten der Ausführung gegenüber einer Voll-Turbine in Betracht zieht und endlich auch berücksichtigt, daß sie sich bei veränderlichen Aufschlagwassermengen mit recht zweckmäßigen Regulirungsschützen ausstatten lassen."

Eine theilweise beaufschlagte Girard-Turbine zeigt Fig. 231, also eine Partial-Turbine mit achsialer Durchströmung. Das Wasser wird dem Laufrad A durch

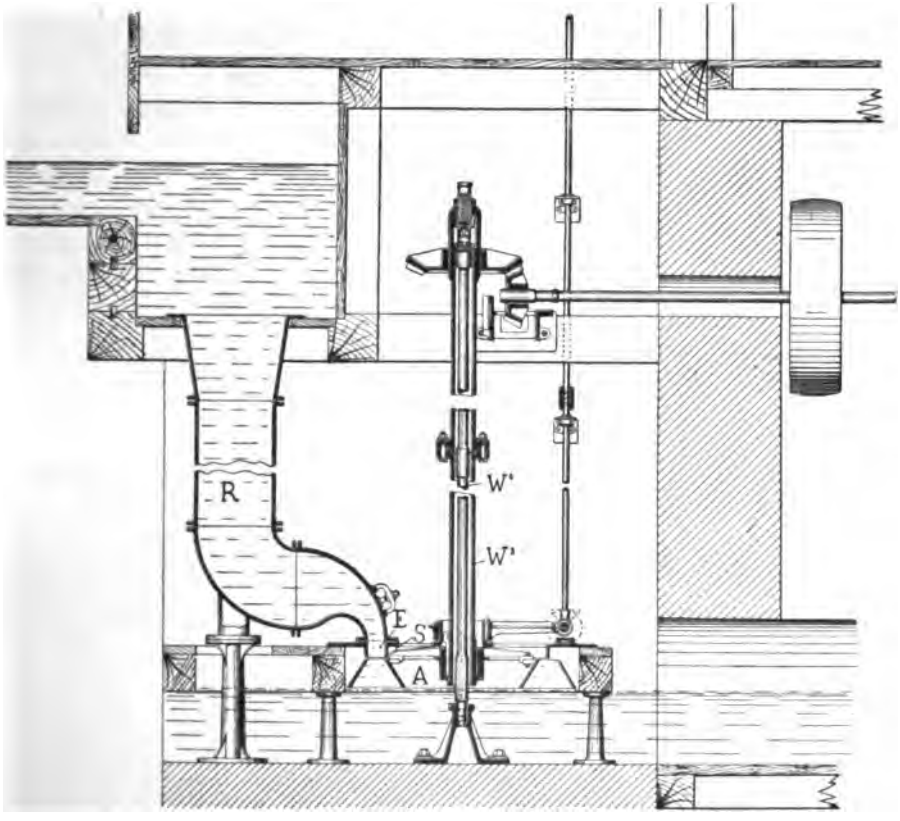


Fig. 231.

eine Rohrleitung R zugeführt, welche sich an ihrem Ende verengt und in ein Maul E von der Breite der Laufradkanäle ausläuft. Es sind also nur einige wenige Leitkanäle vorhanden. Im Uebrigen ist die Turbine gebaut wie eine vollbeaufschlagte Girard-Turbine. Das Laufrad ist auf der Hohlwelle W_2 befestigt, die mit einem Ueberwasserzapfen drehbar aufgehängt ist und sich auf die massive Welle W_1 stützt. Die Regulirung der Turbine erfolgt mittelst eines Schiebers S, welcher über die Leitkanäle hinweg geschlagen werden kann.

So wie die Partial-Turbinen mit achsialer Durchströmung sind auch die mi
radialer Durchströmung construirt. Hat letztere eine senkrecht stehende Welle, s
wird das Wasser meistens wie bei der in Fig. 232 dargestellten Turbine de

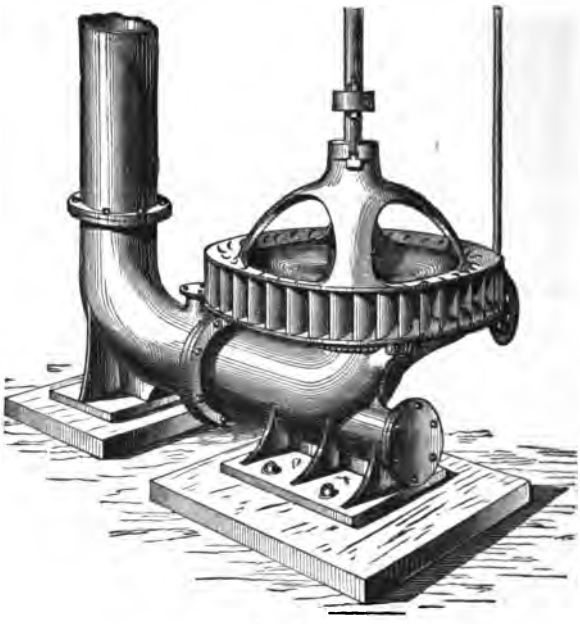


Fig. 232.

Maschinenfabrik von H. Queva & Co. in Erfurt von unten zugeführ
Viel beliebter sind indessen derartige Partial-Turbinen mit wagerechter Well
welche ebensowohl als Achsial-, wie als Radial-Turbinen zur Anwendung kommen

Eine Achsial-Turbine dieser Art, welche die vorgenannte Firma als Roh
Turbine bezeichnet, zeigt Fig. 233. Auf der wagerecht gelagerten Welle ist da

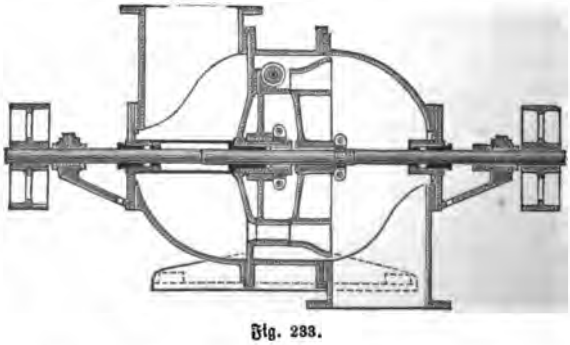


Fig. 233.

Laufrad mit Girard-Schaufeln befestigt. Vor diesem liegt ein mit einigen Schaufel
versehenes Leitrad, welches auf einer Hülse, in der die Turbinenwelle sich dreh
lagert. Das Leitrad ist an seinem Umfange theilweise mit Verzahnung versehe

und kann mittelst einer Schnecke gedreht werden. Der Durchgang des Leitrades ist aber nur, wie die Figur erkennen läßt, in dem unteren Theile offen, während der obere Theil desselben mit einer Platte abgedeckt ist. Durch Drehung des Leitrades wird von den vorhandenen Leitradkanälen mehr oder weniger freigelegt und so die Regulirung bewirkt.

Das Wasser tritt in das Turbinengehäuse durch ein Rohr von oben her ein, durchströmt das Leit- und das Laufrad und fließt durch das nach unten gerichtete Rohr ab. Die Turbinenwelle muß sonach mittelst Stopfbüchsen in dem Gehäuse abgedichtet sein. Sie läuft aber in besonderen Lagern, die an beiden Seiten des Gehäuses sich ansetzen. Auf jedem Ende der Turbinenwelle sitzt eine Riemenscheibe.

Die Partial-Turbine mit radialer Durchströmung und innerer Beaufschlagung wird nach ihrem ersten Erfinder Schwammkrug-Turbine genannt. Die Turbine ist bei hohen Gefällen und kleinen Wassermengen sehr beliebt. Die Maschinenfabriken, welche sie bauen, empfehlen die Schwammkrug-Turbine bei Gefällen von 10—150 m und für Wassermengen von 50—1000 Litern in der Sekunde. Es kommen jedoch diese Turbinen auch für größere Gefälle mit Vortheil zur Anwendung. Fig. 234 zeigt eine Schwammkrug-Turbine der Merseburger Maschinenfabrik und Eisengießerei B. Herrich & Co. in Merseburg. Die Turbinenachse ist auf einem Holzgestell gelagert und mit einer Seilscheibe versehen.

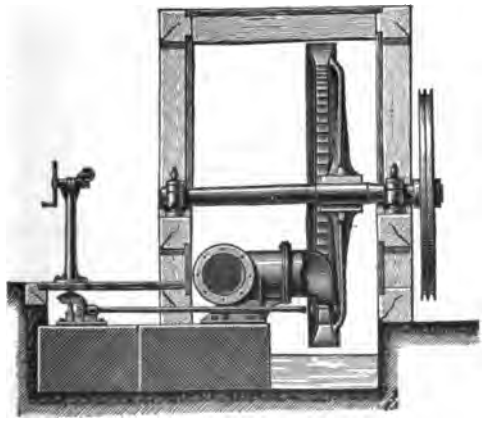


Fig. 234.

Das Wasser wird der Turbine an der tiefsten Stelle ihres inneren Umfanges durch die Rohrleitung zugeführt. Zur Regulirung der zugeführten Wassermengen ist ein Ringschieber von Metall zwischen dem Leitmaul und den Leitradschaufeln angeordnet, durch dessen Drehung der Durchgang mehr oder weniger abgedeckt werden kann. Diese Turbine wird zum Betrieb von Ventilatoren in Schächten häufig benutzt.

Die innere Einrichtung einer derartigen Schwammkrug-Turbine läßt die i
Fig. 235 und 236 wiedergegebene Ausführungsform der Aktien-Gesellscha

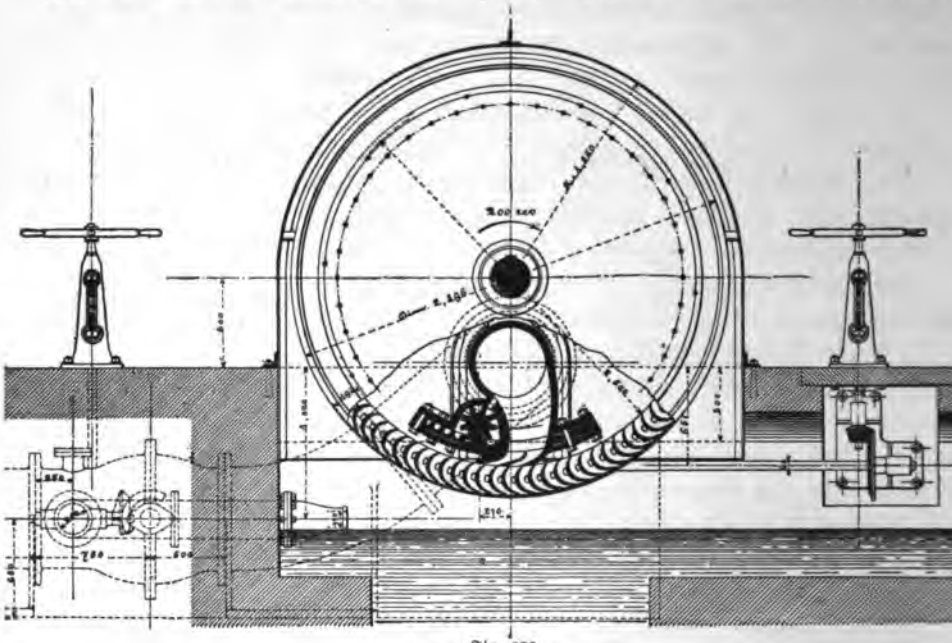


Fig. 235.

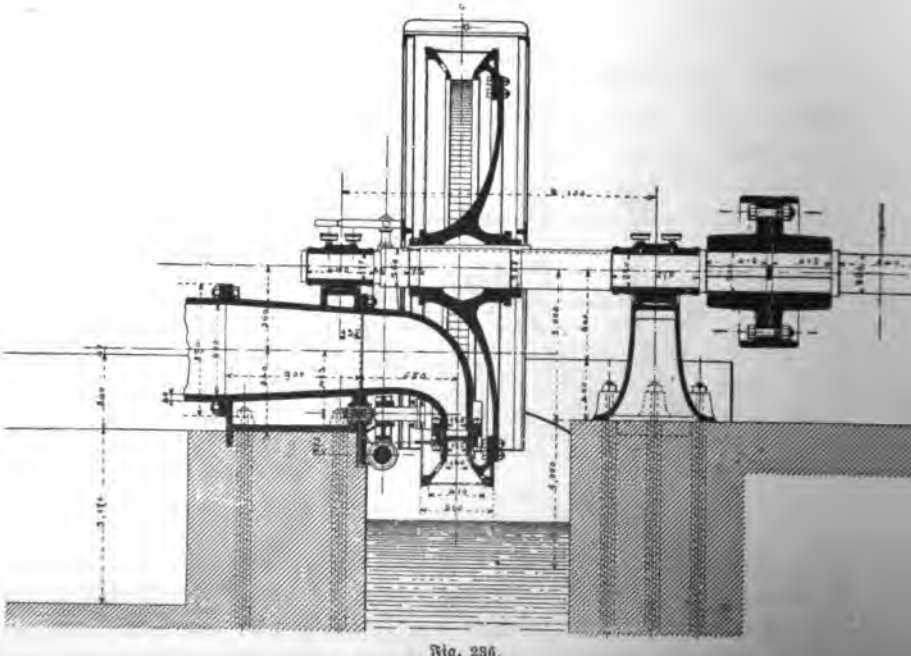


Fig. 236.

Firma J. J. Rieter & Co. in Winterthur erkennen. Das Laufrad ist auf ein
horizontalen Welle befestigt und hat Girard-Schaufeln mit Ventilationsöffnunge

Die Zellen sind nach Außen hin sehr stark erweitert. Um Platz für den von der Seite her zugeführten Einlauf zu erhalten, ohne die Radnabe einseitig anordnen zu müssen, sind die Radarme stark gebogen. Der Einlauf wird aus zwei Kanälen gebildet, die so angeordnet sind, daß das Wasser das Laufrad an seiner tiefsten Stelle trifft. Diese Leitradkanäle können mittelst — durch Zahnräder bewegte — Schieber mehr oder weniger geöffnet werden. Eine Drosselklappe, die in das Zuführungsrohr eingesetzt ist, gestattet die völlige Abstellung der Turbine.

Das Laufrad ist mit einem Blechgehäuse überdeckt. Seine Welle ruht in zwei Lagern, von denen das eine auf das Zuführungsrohr sich aufsetzt.

Eine ähnliche Ausführung einer solchen Turbine der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz ist in Fig. 237 dargestellt. Diese Darstellung läßt den gesammten Aufbau besonders deutlich erkennen. Die seitlichen Oeffnungen in dem

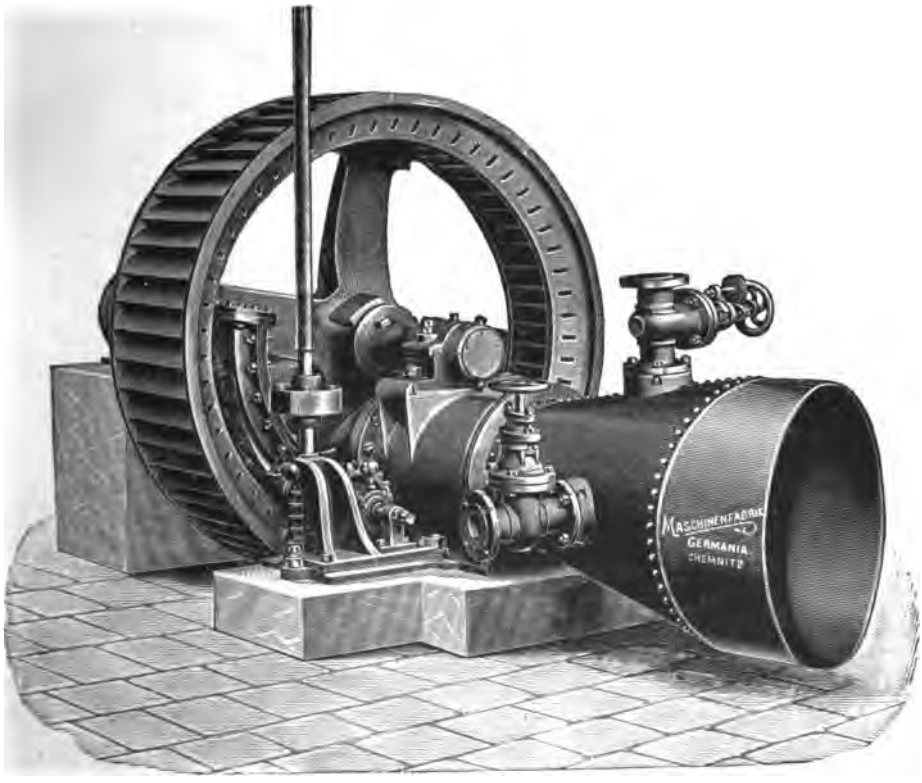


Fig. 237

Laufradkranz dienen zur Ventilation und der senkrechte Schaft zur Bewegung des Regulirungsschiebers. Genügt zur Ausnutzung der Wasserkraft eine solche Schwammkrug-Turbine nicht, so können auch zwei solche Turbinen auf einer Welle

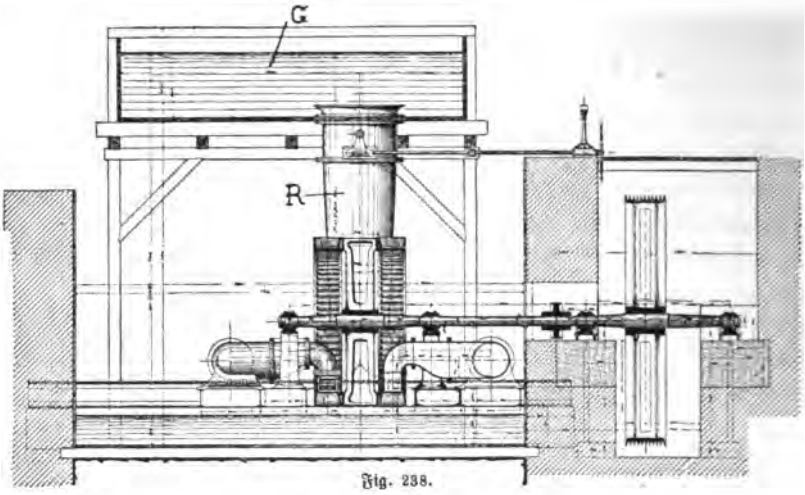


Fig. 238.

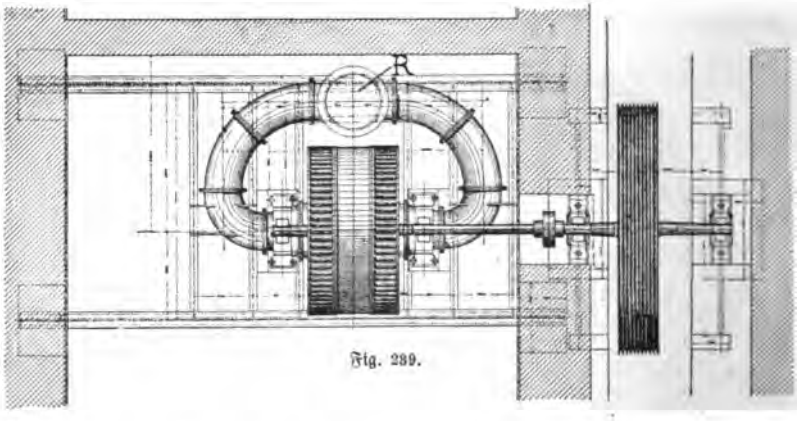


Fig. 239.

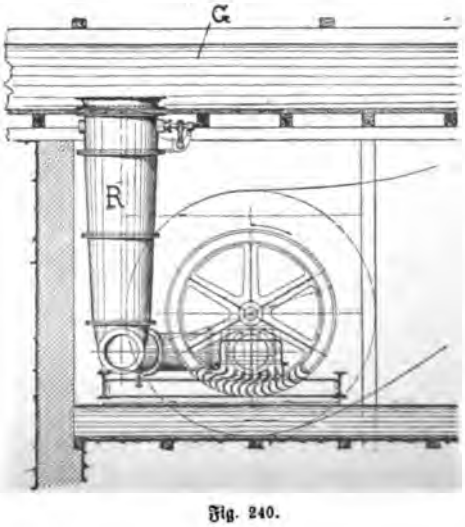


Fig. 240.

befestigt werden. Fig. 238 bis 24
zeigen eine derartige Anordnu
nach Ausführungen der Masch
nenfabrik von Ganz & C
in Budapest und Ratibor. D
Wasser fließt hier dem Zuführung
rohr R in einem hölzernen G
rinne G zu. Das senkrechte Z
führungsrohr theilt sich nach unt
in zwei Arme, von denen jed
eins der beiden Laufräder spei
Das Wasser strömt aus d
Röhren einem innerhalb des Lau
rades angeordnetem Mundstü
mit acht Leitkanälen zu. Bei

Laufräder haben eine gemeinschaftliche Nabe, mit welcher sie auf der Welle befestigt sind. Die Kraft der Turbine wird durch eine Hanfseilscheibe von der Turbinenwelle aus auf die Arbeitsmaschinen übertragen.

Alle vorbeschriebenen Turbinen haben mehr oder weniger den Uebelstand, daß bei verhältnißmäßig kleinen Wassermengen und hohen Gefällen der Wirkungsgrad unverhältnißmäßig herabsinkt. Das in neuerer Zeit vielfach in Anwendung gekommene Pelton-Rad*) (spr. Pelten), welches nach seinem amerikanischen Erfinder genannt wird, füllt diese Lücke aus. Es ist eine Druck-Turbine mit theilweiser äußerer Beaufschlagung und radialer Wasserzuführung. Hauptsächlich findet es Verwendung für geringe Wassermengen bei hohem Gefälle.

Bei dem in Fig. 241 und 242 wiedergegebenen Pelton-Rad, wie es von der Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co. in Höchst

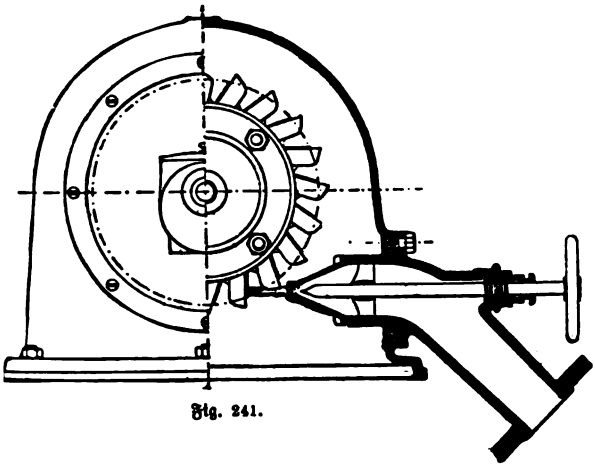


Fig. 241.

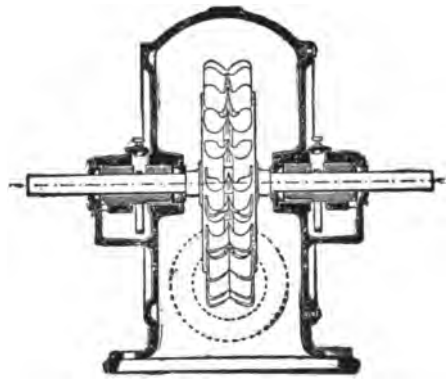


Fig. 242

am Main ausgeführt wird, wird das Wasser dem Umfange des Rades durch ein Rohr mit konischem Mundstück an tiefster Stelle zugeführt. Die wesentlichen Merkmale dieses Pelton-Rades sind nach dieser Maschinenfabrik:

1. Der kreisrunde Querschnitt des Strahles, mit welchem das Wasser gegen die Schaufeln strömt.

2. Die doppelt gekrümmte Form der Schaufeln — wie sie in Fig. 243 dargestellt ist —, welche dem Wasserstrahle eine scharfe Schneide entgegensetzt und dadurch denselben nach zwei Seiten hin zertheilt. Durch die Schaufelform wird das Wasser in der Richtung der Tangente, das heißt Berührungslinie an dem Umfang derselben, den Schaufeln zugeführt und damit der Stoß des eintretenden Wasserstrahles vermieden. Auch die Ausflußrichtung des Wassers verläuft durch die Form der Schaufeln angenähert parallel zu der Einflußrichtung, sodaß eine gute Nutzwirkung erzielt werden kann.

*) Siehe „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1892".

Diese Turbine unterscheidet sich sonach scheinbar von den anderen Turbinen dadurch, daß das Wasser die Laufradkränze nicht in derselben Richtung durchströmt, sondern, wie bei den Wasserrädern, nach der Einströmseite auch wieder ausströmt. Betrachtet man aber die als Tröge bezeichneten Schaufeln als Laufradschaufeln, die annähernd halbkreisförmig verlaufen, so stellt sich das Pelton-Rad als eine Turbine mit doppeltem Laufkranz dar.

Das Wasser fließt aus einem kreisrunden Mundstück in einem Strahl von rundem Querschnitt den Schaufeln zu. Dieser Wasserstrahl S — Fig. 243 — wird von der Schneide a der W-förmigen Schaufeln in zwei Theile getheilt. Das

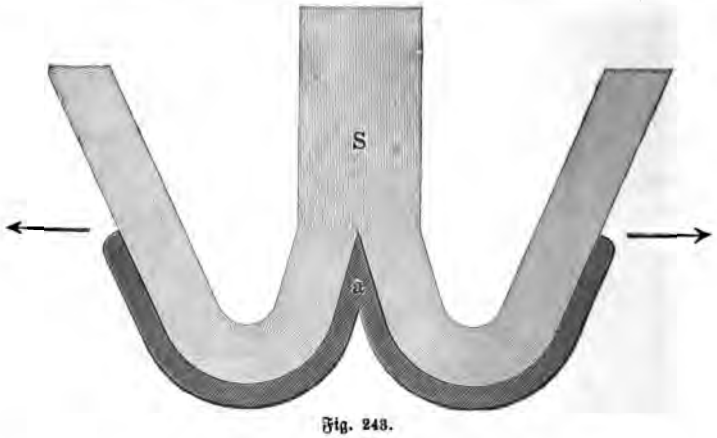


Fig. 243.

Wasser gleitet in jedem Theile der Schaufel an deren Wandung entlang und würde beim Stillstand des Rades in der Weise abfließen, wie dies in der Figur dargestellt ist. Hat aber die Turbine erst ihre richtige Geschwindigkeit erreicht, dann wird das aus den Schaufeln ausströmende Wasser etwa in der Pfeilrichtung, also ungefähr parallel zur Turbinenwelle, herabgeschleudert.

Die einzelnen Tröge werden aus Bronze hergestellt und sauber polirt, sodaß die Reibung des Wassers an ihren Wandungen so gering wie möglich ist. Damit auch der Wasserstrahl von einem Trog zum anderen ohne Stoß über die Vorräderränder der Tröge gelangen kann, werden auch diese gut abgeschärft. Bei Bestimmung der Anzahl der Tröge hat man zu bedenken, daß ein Trog vollständig entleert sein soll, bevor der nächste von dem Wasserstrahl getroffen wird. Die Schaufeln dürfen also nicht zu eng gestellt sein. Die eigenthümliche Form der Radschaufeln läßt es zweckmäßig erscheinen, die Schaufeln getrennt vom Radkörper herzustellen und mit dem aus Eisen oder einem anderen Metall gefertigten Radkörper nachträglich zu verbinden. Die Amerikaner pflegen die Schaufeln an den Radkörpern mittelst Schrauben zu befestigen. Die Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co. in Höchst a. M. stellt den Radkörper aus zwei Theilen her, zwischen denen die Schaufeln mit ankerartigen Einsätzen eingelegt und festgeklemmt werden. Bei der in Fig. 242 wiedergegebenen Ausführungsform eines Pelton-Rades dieser Fabrik ruht die stählerne Turbinenwelle

in Lagern, von denen das eine mit dem Radgehäuse, das andere mit dem Gehäusedeckel aus einem Stück hergestellt ist. Letzterer kann seitlich abgezogen werden, wenn das Rad zugänglich gemacht werden soll.

Das Strahlrohr hat ein düsenförmiges Mundstück. Weil es nothwendig ist, daß der Wasserstrahl geschlossen, d. h. ohne aus einander zu gehen aus der Düse austritt, innerhalb derselben aber möglichst wenig Reibungswiderstand findet, wird die Düse ganz kurz gemacht und setzt mit einem starken Konus an das Rohr an. Dies ermöglicht zugleich die Anordnung einer Regulirspindel innerhalb des Rohres, die sich mit ihrem spitzen Ende in die Düse einschieben läßt, sodaß die ausfließende Wassermenge sehr genau geregelt werden kann. Die Spindel durchdringt das bogenförmige Ende des Rohres und führt sich, mit Gewinde versehen, in der Stopfbüchse, die als Schraubenmutter ausgebildet ist. Unter Benutzung des Handrades kann die Schraubenspindel so weit eingeschraubt werden, daß ihre Spitze die Düse wie ein Ventil abschließt.

Die Aufstellung des Pelton-Rades ist besonders einfach deshalb, weil es keinerlei Wasserbauten erforderlich macht, selbst bei großen Anlagen genügt meistens ein einfaches Fundament. Kleinere Motoren können direkt von der Wasserleitung gespeist werden.

Wo eine größere Kraftleistung verlangt wird, weil die Beaufschlagung von

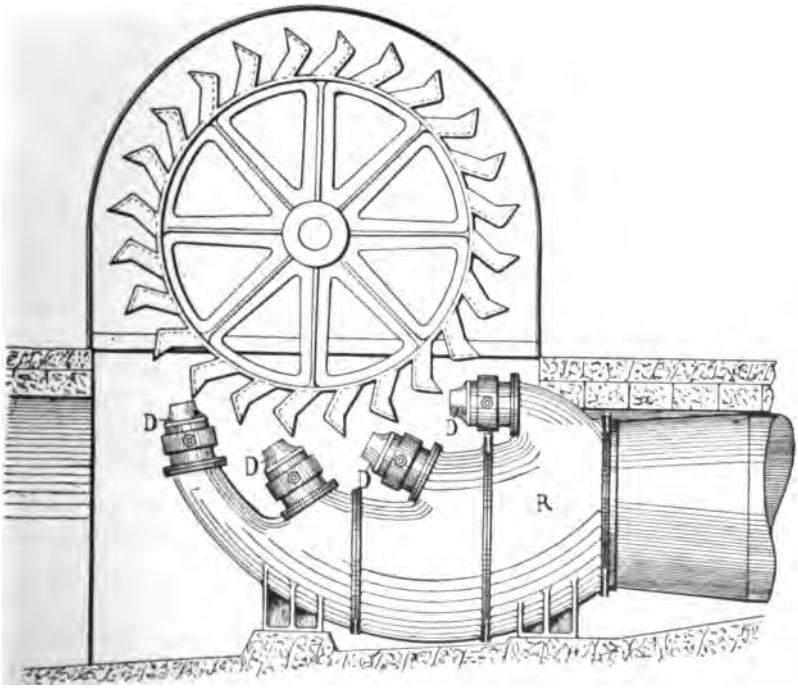


Fig. 244.

einem Wasserstrahl nicht mehr genügt, wendet man deren mehrere an. So sind bei dem Wasserrad Fig. 244 vier Düsen D zur Anwendung gekommen, welche

alle an dasselbe Zuleitungsrohr R sich anschließen. Die einzelnen Düsen müs
dabei einen solchen Abstand von einander haben, daß ihr Wasserstrahl die Sch
feln nicht eher trifft, bevor das Wasser der vorhergehenden Düse die Schaus
wieder verlassen hat.

Fig. 245 stellt ein Pelton-Rad der Maschinenfabrik von Briegl
Hansen & Co. in Gotha dar, bei welchem der obere Theil des Gehäuses

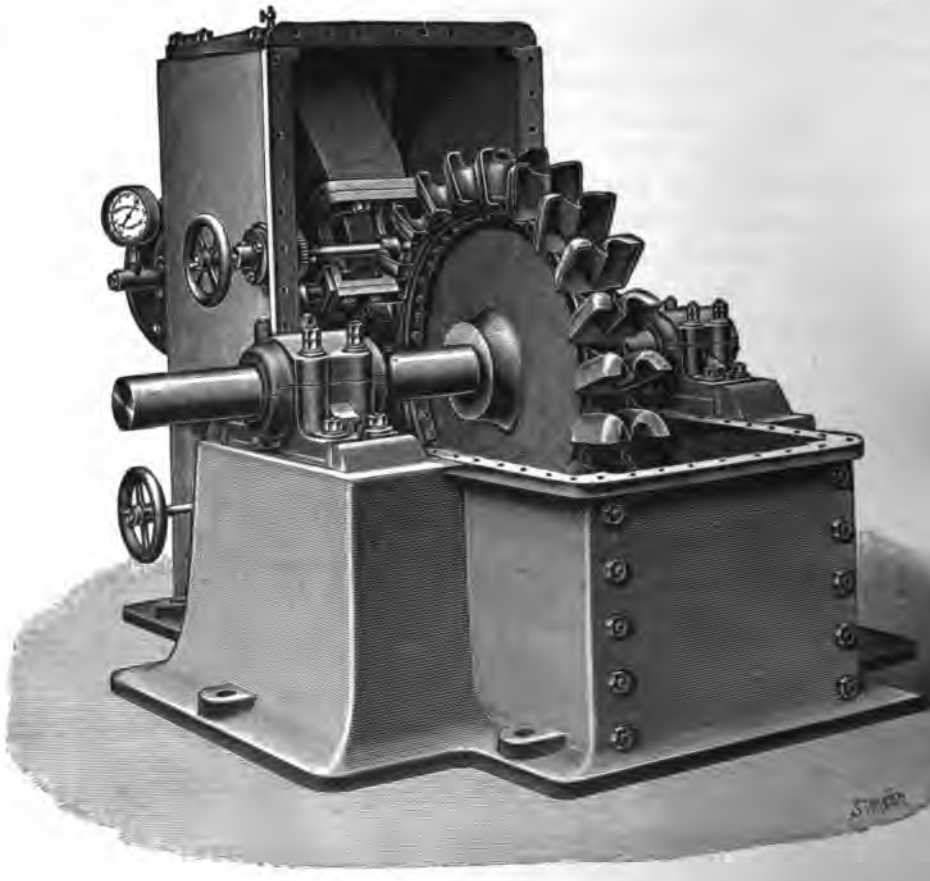


Fig. 245.

der Vorderseite abgenommen ist. Das Rad ist als eine volle Scheibe hergeste
und die Schaufeln sind, wie bei den amerikanischen Ausführungen, gegen d
Radkranz geschraubt.

Einen Zwillingsmotor der Aktien-Gesellschaft der Maschinenfabrik v
Escher, Wyß & Co. in Zürich zeigt Fig. 246. Um eine größere Leistung zu erziel

ſind bei dieſem Motor zwei Pelton-Räder auf einer Achſe befeſtigt. Bei den kleineren Rädern, wie das dargeſtellte, ſind die Schaufeln mit dem Rade aus einem Stück

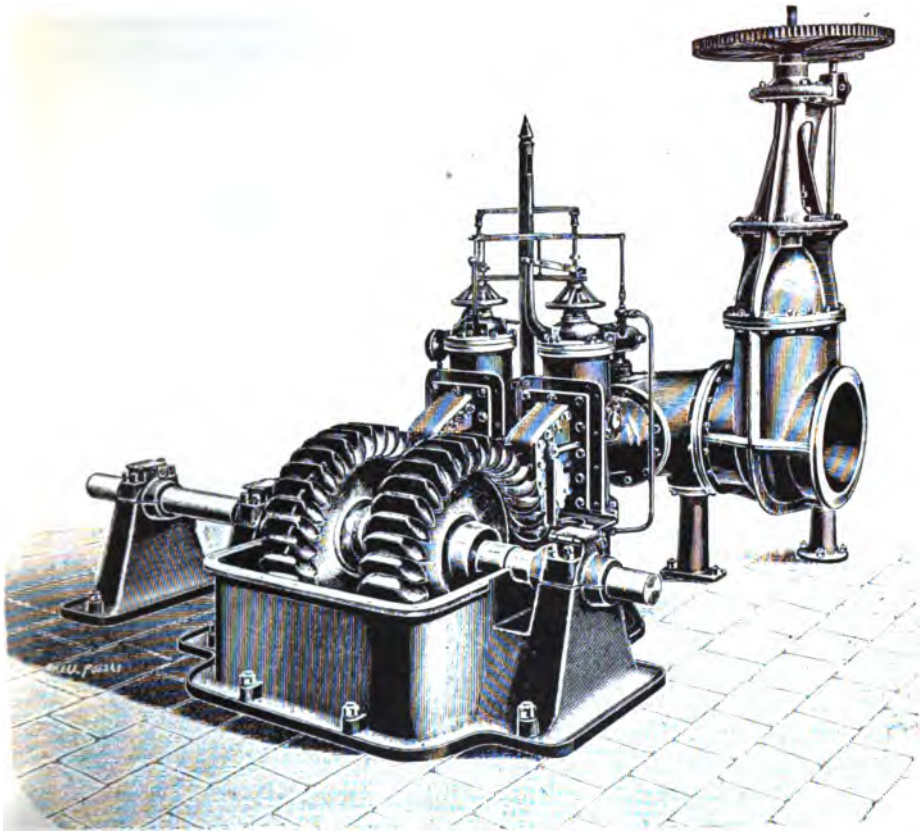


Fig. 246.

gegoſſen. Die größeren werden aus Bronze gefertigt und an den Radkörper angeſetzt.

Fig. 247 giebt eine Darſtellung eines Troges. Das Waſſer wird gegen den ſcharfen Nerv oder Grat geführt und fließt über den geneigten Boden nach beiden Seiten hin ab. Damit die Reibung möglichſt vermindert wird, müſſen die vom Waſſer benetzten Oberflächen thunlichſt klein ſein. Andererſeits müſſen aber die Tröge eine hinreichende Breite haben, damit der Waſſerſtrahl dieſelben ſo dünn als möglich verläßt. Gewöhnlich macht man die Tröge ſiebenmal ſo breit, als der Waſſerſtrahl ſtark iſt. Ein gut gebautes Pelton-Rad wirkt ohne Geräuſch.

Fig. 247

Das Mundſtück der vorgenannten Turbine iſt nicht rund, ſondern rechteckig, ſodaß der Strahl eine gewiſſe Breite bekommt. Aus praktiſchen Gründen darf die Fläche der Düſenöffnungen ein gewiſſes Maß

nicht überschreiten. Man kann also bei einer gegebenen Fläche nur eine bestimmte Kraftleistung erreichen. Um sie zu verdoppeln, sind im vorlieg Falle zwei Räder auf einer Achse zur Anwendung gekommen.

Von dem größten amerikanischen Pelton-Rad, welches in neuerer Zei Firma Colb & Hesselmeyer in St. Francisco gebaut hat, giebt Fig. 248

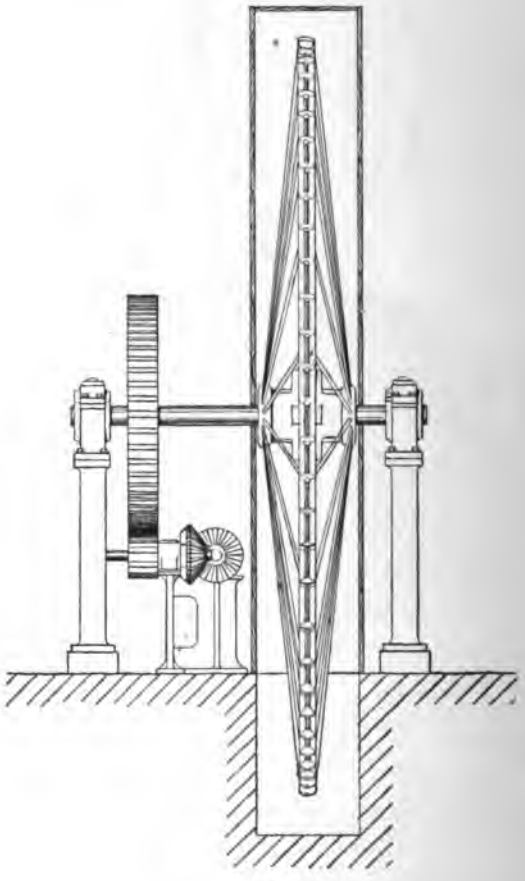


Fig. 248.

Linienzeichnung der Seitenansicht, Fig. 249 eine Darstellung. Der Rand besteht aus zwei concentrischen Ringen, von denen jeder aus zwei Winke zusammengesetzt ist, die in gewissen Abständen von einander liegen. Der kranz wird mit der Nabe durch Radialstangen verbunden, welche nachzus sind. Zur Uebertragung der Drehbewegung vom Radkranz auf die Welle d vier Spannstangen-Arme, welche tangential gegen die Nabe verlaufen.

Das Rad hat einen Durchmesser von 9 m und trägt 64 Tröge an s Umfange. Bei einem Gefälle von etwa 232 m und einer Düsenöffnung 44 mm leistet es bei 65 Umdrehungen in der Minute 450 Pferdekräfte

Regulirung der Pelton-Räder.*) Die Regulirung ist eine verhältnißmäßig sehr einfache, weil es sich nur darum handeln kann, die Oeffnung der Mundstücke, aus denen das Wasser ausströmt, zu verengern oder zu vergrößern. Das einfachste Mittel besteht darin, daß man die Mundstücke auswechselbar macht und bei geringeren Wassermengen kleinere, bei größeren größere Mundstücke benutzt. Diese Regulirung hat nur den Nachtheil, daß das Wechseln der Mundstücke einen Stillstand des Betriebes voraussetzt.

Fig. 249.

Wir haben auf Seite 207, Fig. 241 eine Regulirungsvorrichtung kennen gelernt, bei welcher die Ausströmöffnung des Mundstückes durch eine Spindel, die von Innen gegen das Mundstück geführt werden kann, verstellt wird. Diese Regulirungsvorrichtung stammt von dem Amerikaner Ch. L. Hett. Die Verstellung der Spindel kann bei Betrieben, bei denen es auf eine sehr gleichmäßige Geschwindigkeit ankommt, auch von einem Regulator aus selbstthätig erfolgen.

Wie bei den Turbinen, kann auch bei den Pelton-Rädern die Regulirung dadurch erfolgen, daß das Wasser in der Rohrleitung mittelst einer Drosselklappe

*) Die Angaben sind namentlich der „Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Maschinenindustrie", Straßburg, entnommen.

oder eines Schiebers gedroſſelt wird. In dieſen Fällen wird aber immer die leben Kraft des Waſſers bedeutend verringert und dadurch die Nutzwirkung geſchä

Eine Regulirungsvorrichtung mit Verſchlußſchiebern vor der Mündung Mundſtücke iſt in Fig. 250 wiedergegeben. Die Verſchlußſchieber ſind an i vorderen Kante abgeſchrägt und werden von einem gelenkartigen Bügel getra

Fig. 250.

Durch Verbindungshebel kann ihre Bewegung von einer zwiſchen beiden Mu ſtücken gelagerten Achſe gleichzeitig entweder von Hand oder von einem Regul aus beeinflußt werden. Obgleich durch dieſe Regulirungsvorrichtung die Oeffn des Mundſtückes für den Waſſerſtrahl ſich ändert, ſo tritt dennoch kein weſ licher Verluſt an Kraft ein.

Nutzwirkung der Pelton-Räder. Als geringſte Druckhöhe, für we der Pelton-Motor noch geeignet erſcheinen kann, iſt nach Angaben der Maſchin und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co. in Höchſt a. M. ein D von 18—20 m anzuſehen. Je größer die Druckhöhe wird, deſto günſtiger geſta ſich die Verhältniſſe des Pelton-Rades und deſto beſſer wird die Nutzwirku Die oberſte Grenze des zuläſſigen Druckes beſtimmt ſich durch die zuläſ Geſchwindigkeit, mit der ſich das Rad ohne Gefahr drehen kann. In Ame ſind Pelton-Räder mit 500 m Druck und darüber in ungeſtörtem Betriebe. Nutzwirkung der Pelton-Räder wird zwiſchen 70 und 85% angegeben.

Das Anwendungsgebiet des Pelton-Rades iſt ein außerordent großes, weil ſich der Motor überall leicht aufſtellen und mit den Arbeitsmaſchi auch direkt kuppeln läßt. Es iſt bei Weitem größer, als bei jeder anderen T binenart. Man kann dieſe Motoren ſchon für die kleinſten Waſſermengen für Leiſtungen von etwa $^1/_{20}$ Pferdeſtärke mit guter Wirkung anwenden, währ ſie ebenſo für große Waſſermengen mit entſprechenden Druckhöhen geeignet ſi

Heute hat das Pelton-Rad in vielen Bergwerksdistrikten von Amerika alle anderen Wassermotoren verdrängt. Es ist dies namentlich deswegen der Fall, weil es große praktische Vortheile besitzt. So die geringen Anschaffungskosten, die leichte Aufstellung, welche verhältnißmäßig unbedeutende Fundamentarbeit erfordert, die geringe Geschwindigkeit seiner Welle auch bei großen Gefällen, die unbedeutende Abnutzung, die geringen Betriebsstörungen, sowie die Zugänglichkeit aller Theile und die leichte Regulirbarkeit der Ausflußöffnungen.

Construction und Berechnung der Turbinen.

Wir kehren nun zu der Besprechung der einzelnen Theile der Turbine zurück, welche vor den Pelton-Rädern behandelt worden sind.

Das Laufrad. Bei den Jonval-Turbinen besteht der Kranz des Laufrades aus zwei parallel verlaufenden Wänden, zwischen denen die Schaufeln eingesetzt sind. Bei den Girard-Turbinen sind die Wände nicht parallel, sondern gegen einander geneigt, und zwar so, daß die Kanäle sich gegen die Ausflußöffnung hin erweitern. Der Kranz wird gewöhnlich als besonderes Stück hergestellt, während Nabe und Arm ein Gußstück bilden, welches mit dem Radkranz verbunden wird. Bei kleinen Turbinen wird auch das ganze Laufrad aus einem Stück gegossen. Immerhin bildet es ein complicirtes Gußstück, in welchem leicht schädliche Spannungen auftreten.

Die Befestigung des Laufrades auf der Turbinenwelle muß mit großer Sorgfalt geschehen, namentlich wenn letztere, wie dies gewöhnlich der Fall ist, eine Hohlwelle ist. Eine solche Befestigungsart ist in Fig. 251 wiedergegeben. Die Hohlradwelle W stützt sich auf eine massive Welle W_1, welche sie vollständig einschließt. In eine Nuth der Hohlwelle ist ein Ring R eingesetzt, dessen Außenfläche konisch abgedreht ist. Die Nabe N des Laufrades L ist ebenfalls konisch ausgedreht, sodaß das Laufrad über die Hohlwelle geschoben, auf die konische Fläche des eingelegten Ringes gepreßt werden kann. Es empfiehlt sich auch, um die Nabe*) des Laufrades, wie wir dies bei Riemenscheiben u. s. w. kennen gelernt haben, zwei Schrumpfringe zu legen, um das Springen der Nabe zu verhüten.

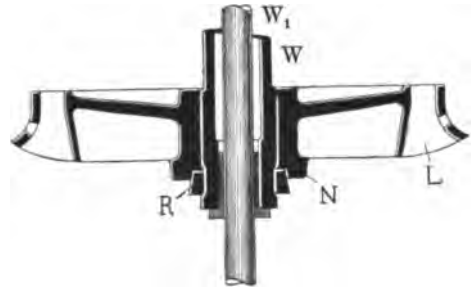


Fig. 251.

*) Nach der Hütte, „des Ingenieurs Taschenbuch", ist die Nabe des Laufrades möglichst lang zu machen, damit ein Schiefstellen des Laufrades nicht eintreten kann. Man nehme die Länge l derselben:

$$l \sim 0{,}1\,d + 8\text{ cm}.$$

wenn d = größter Durchmesser des Laufrades ist.

oder eines Schiebers gedrosselt wird. In diesen Fällen wird aber immer die lebendi Kraft des Wassers bedeutend verringert und dadurch die Nutzwirkung geschädi

Eine Regulirungsvorrichtung mit Verschlußschiebern vor der Mündung d Mundstücke ist in Fig. 250 wiedergegeben. Die Verschlußschieber sind an ihr vorderen Kante abgeschrägt und werden von einem gelenkartigen Bügel getrag

Fig. 250.

Durch Verbindungshebel kann ihre Bewegung von einer zwischen beiden Mu stücken gelagerten Achse gleichzeitig entweder von Hand oder von einem Regula aus beeinflußt werden. Obgleich durch diese Regulirungsvorrichtung die Oeffnu des Mundstückes für den Wasserstrahl sich ändert, so tritt dennoch kein wese licher Verlust an Kraft ein.

Nutzwirkung der Pelton-Räder. Als geringste Druckhöhe, für wel der Pelton-Motor noch geeignet erscheinen kann, ist nach Angaben der Maschine und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co. in Höchst a. M. ein Dr von 18—20 m anzusehen. Je größer die Druckhöhe wird, desto günstiger gestal sich die Verhältnisse des Pelton-Rades und desto besser wird die Nutzwirku Die oberste Grenze des zulässigen Druckes bestimmt sich durch die zulässi Geschwindigkeit, mit der sich das Rad ohne Gefahr drehen kann. In Amer sind Pelton-Räder mit 500 m Druck und darüber in ungestörtem Betriebe. Die Nutzwirkung der Pelton-Räder wird zwischen 70 und 85 % angegeben.

Das Anwendungsgebiet des Pelton-Rades ist ein außerordentl großes, weil sich der Motor überall leicht aufstellen und mit den Arbeitsmaschi auch direkt kuppeln läßt. Es ist bei Weitem größer, als bei jeder anderen Tu binenart. Man kann diese Motoren schon für die kleinsten Wassermengen u für Leistungen von etwa $^1/_{30}$ Pferdestärke mit guter Wirkung anwenden, währe sie ebenso für große Wassermengen mit entsprechenden Druckhöhen geeignet si

Heute hat das Pelton-Rad in vielen Bergwerksdistrikten von Amerika alle anderen Wassermotoren verdrängt. Es ist dies namentlich deswegen der Fall, weil es große praktische Vortheile besitzt. So die geringen Anschaffungskosten, die leichte Aufstellung, welche verhältnißmäßig unbedeutende Fundamentarbeit erfordert, die geringe Geschwindigkeit seiner Welle auch bei großen Gefällen, die unbedeutende Abnutzung, die geringen Betriebsstörungen, sowie die Zugänglichkeit aller Theile und die leichte Regulirbarkeit der Ausflußöffnungen.

Construction und Berechnung der Turbinen.

Wir kehren nun zu der Besprechung der einzelnen Theile der Turbine zurück, welche vor den Pelton-Rädern behandelt worden sind.

Das Laufrad. Bei den Jonval-Turbinen besteht der Kranz des Laufrades aus zwei parallel verlaufenden Wänden, zwischen denen die Schaufeln eingesetzt sind. Bei den Girard-Turbinen sind die Wände nicht parallel, sondern gegen einander geneigt, und zwar so, daß die Kanäle sich gegen die Ausflußöffnung hin erweitern. Der Kranz wird gewöhnlich als besonderes Stück hergestellt, während Nabe und Arm ein Gußstück bilden, welches mit dem Radkranz verbunden wird. Bei kleinen Turbinen wird auch das ganze Laufrad aus einem Stück gegossen. Immerhin bildet es ein complicirtes Gußstück, in welchem leicht schädliche Spannungen auftreten.

Die Befestigung des Laufrades auf der Turbinenwelle muß mit großer Sorgfalt geschehen, namentlich wenn letztere, wie dies gewöhnlich der Fall ist, eine Hohlwelle ist. Eine solche Befestigungsart ist in Fig. 251 wiedergegeben. Die Hohlradwelle W stützt sich auf eine massive Welle W_1, welche sie vollständig einschließt. In eine Nuth der Hohlwelle ist ein Ring R eingesetzt, dessen Außenfläche konisch abgedreht ist. Die Nabe N des Laufrades L ist ebenfalls konisch ausgedreht, sodaß das Laufrad über die Hohlwelle geschoben, auf die konische Fläche des eingelegten Ringes gepreßt werden kann. Es empfiehlt sich auch, um die Nabe*) des Laufrades, wie wir dies bei Riemenscheiben u. s. w. kennen gelernt haben, zwei Schrumpfringe zu legen, um das Springen der Nabe zu verhüten.

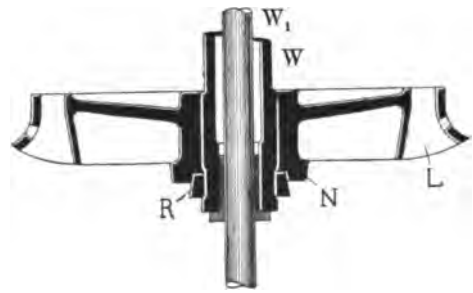


Fig. 251.

*) Nach der Hütte, „des Ingenieurs Taschenbuch", ist die Nabe des Laufrades möglichst lang zu machen, damit ein Schiefstellen des Laufrades nicht eintreten kann. Man nehme die Länge l derselben:

$$l \sim 0{,}1\,d + 8\text{ cm}.$$

wenn d = größter Durchmesser des Laufrades ist.

Das Leitrad. Die Ausführungsform des Leitrades iſt namentlich abhängig von der Art der Regulirung. An ſeinem äußeren Umfange iſt das Leitrad entweder mit Lappen oder mit einem Flanſch verſehen zur Stützung, bezw. zur Aufhängung desſelben. Der innere Theil des Radkranzes, der mit Schaufeln nicht beſetzt iſt, muß in geeigneter Weiſe mit einem Deckel verſehen ſein, damit das Waſſer an dieſer Stelle nicht unbenutzt hindurchfließen kann. Bei der Beſprechung der Regulirungsvorrichtungen werden wir hierauf noch zurückkommen.

Die Turbinenwelle muß gewöhnlich durch das Leitrad hindurchgeführt werden. Iſt die Turbinenwelle maſſiv, ſo machen ſich beſondere Lager an dieſer Stelle erforderlich. Meiſtens werden dazu Pockholz-Führungen benutzt, ſelten ſolche aus Metall. Fig. 252 und 253 zeigen zwei derartige Pockholz-Führungen, wie ſie

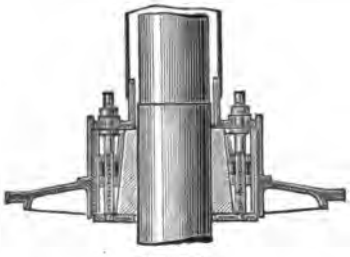


Fig. 252.

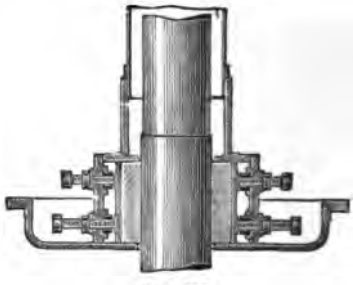


Fig. 253.

von der Maſchinenfabrik von H. Queva & Co. in Erfurt ausgeführt werden. Bei der Ausführungsform Fig. 252 ſind die Pockholz-Klötze an ihrer Außenfläche koniſch bearbeitet. Gegen dieſe Flächen legen ſich Keilſtücke, die mittelſt Schrauben angezogen werden können, wodurch eine Nachſtellung der Pockholz-Klötze möglich iſt. Nach oben iſt die Welle mit einem Blechmantel umgeben, damit das Pockholz-Lager vor Waſſer geſchützt iſt.

Bei der Wellenführung Fig. 253 werden die Pockholz-Klötze mittelſt Druckſchrauben nachgeſtellt, die von der Seite her wirken.

Dem Kranze des Leitrades giebt man etwa eine Stärke von 30 mm, wenn die Schaufeln aus Blech gemacht und eingegoſſen werden.

Die Schaufeln. Die Form der Schaufeln iſt bei der Beſprechung der einzelnen Turbinengattungen behandelt worden. Sie werden entweder aus Gußeiſen gemacht und mit dem Laufrad- oder Leitradkörper aus einem Stück gegoſſen oder ſie werden von Blech hergeſtellt und in den gußeiſernen Kranz eingegoſſen. Seltener werden ſie durch Umbördeln oder Nieten mit dem Radkranz verbunden. Den Blechſchaufeln wird eine Stärke von 4—8 mm gegeben. Werden ſie in den gußeiſernen Kranz mit eingegoſſen, ſo erhalten ſie Anſätze von 10—16 mm Breite die verzinnt werden, damit die Verbindung mit dem gußeiſernen Gehäuſe eine innige wird.

Die Schaufelform läßt ſich durch Rechnung nicht beſtimmen und wird deshalb nach dem praktiſchen Gefühle aufgezeichnet. Jedenfalls muß die Krümmung eine ſolche ſein, daß die Richtungsänderung der Schaufeln ganz allmählich erfolgt

sodaß der Wasserstrom, ohne wesentlichen Widerstand zu finden, durch das Leitrad und Laufrad hindurchgeführt wird.*)

Wenn es geht, gestaltet man die Krümmungen der Leitschaufeln nach einem Kreisbogen, während man die Krümmungen der Laufradschaufeln aus zwei Kreisbogen zusammensetzt, welche in einander übergehen, damit die Kanäle des Laufrades nicht zu lang zu werden brauchen.

Der Turbinenmantel. Namentlich die Druck-Turbinen pflegt man besonders mit einem eisernen Mantel zu umgeben, in welchem das Wasser sich aus dem Zuflußgerinne ansammelt. Bei den einzelnen Turbinenarten haben wir solche Turbinenmäntel kennen gelernt. Bei ihrer Ausführung ist darauf zu achten, daß ein Mannloch vorgesehen wird, durch welches man zum Zwecke der Reinignng oder der Reparatur einsteigen kann.

Die Lagerung der Turbinenwelle. Das Zapfenlager, auf welchem die Turbinenwelle läuft, ist einer der wesentlichsten Constructionstheile und erfordert eine besonders saubere und geeignete Ausführung. Es ist immer bedeutend belastet, weil das Gewicht der ganzen Turbine auf ihm ruht und die Turbinenwelle

---

*) Pechan, „Leitfaden des Maschinenbaues", sagt:

Ist α = Winkel, unter welchem die Leitschaufelu gegen die Radebene gerichtet sind,

β = Winkel, unter welchem die Laufradschaufeln an der Eintrittsstelle des Wassers die Radebene oder bei Radial-Turbinen die Tangente an dem Radkreis schneidet,

δ = Winkel, unter welchem die Laufradschaufeln an der Austrittsstelle des Wassers die Radebene oder bei Radial-Turbinen die Tangente an dem Radkreis schneidet,

so erhält man gute Verhältnisse, wenn man die Winkel α, β, δ innerhalb folgender Grenzen nimmt und zwar:

a. Für Ueberdruck-Turbinen innerhalb der Grenzen:

Gefällhöhe $H =$ 0,75 bis 12 m und Wassermenge $Q > 1$ cbm,
$\alpha = 15$ bis 24^0,
$\beta = 90$ „ 120^0,
$\delta = 13$ „ 24^0,

wobei für größere Gefälle und kleinere Wassermengen die kleineren Werthe für α und δ gelten und umgekehrt;

b. für Druck-Turbinen innerhalb der Grenzen:

Gefällhöhe $H =$ 0,75 bis 14 m und Wassermenge $Q > 1$ cbm,
$\alpha = 15$ bis 30^0,
$\beta = 2\,\alpha$,
$\delta = 13$ bis 28^0,

wobei wieder für größere Gefälle und kleinere Wassermengen die kleineren Werthe für α und δ gelten und umgekehrt;

c. für achsiale Partial-Turbinen (Girard-Turbinen) innerhalb der Grenzen:

Gefällhöhe $H =$ 5 bis 100 m und Wassermenge $Q < 1$ cbm,
$\alpha = 13$ „ 20^0,
$\beta = 2\,\alpha$,
$\delta = 12$ „ 18^0;

d. für radiale Partial-Turbinen mit innerer Beaufschlagung (Schwammkrug-Turbinen):

$\alpha = 22$ bis 30^0,
$\beta = 2\,\alpha$,
$\delta = 12$ bis 18^0.

eine verhältnißmäßig große Anzahl von Umdrehungen in der Minute mac
Hierdurch muß ein schneller Verschleiß des Zapfens und seines Lagers eintrete
wenn nicht beide Theile sehr sorgfältig ausgeführt und mit einer guten Schmi
einrichtung versehen werden. Alle Arten von Turbinenzapfen müssen mit ein
Vorrichtung versehen sein, welche es gestattet, die Turbinenwelle etwas anzuheb
oder zu senken. Es ist diese Nachstellung erforderlich, um die Lage von Laufr
und Leitrad gegen einander und die Größe des Spaltes zwischen beiden rege
zu können. Wir unterscheiden Unterwasserzapfen und Ueberwasserzapf
oder Oberwasserzapfen.

Die Unterwasserzapfen haben den Nachtheil, daß sie leicht von Unrein
keiten, welche das Wasser mit sich führt, abgenutzt werden. Auch ist es schw
einen Zapfen, der stets von Wasser umgeben ist, mit Sorgfalt zu warten. S
werden deshalb nur noch bei einigen Turbinenart
benutzt und außerdem dort, wo die billigere Anlage d
Vorzug erhalten muß. Um den Unterwasserzapfen au
während des Betriebes schmieren zu können, muß ei
Oelleitung bis in das Lager desselben geführt werd
Ihr wird das Oel unter Druck zugeführt. Auch Was
kann als Schmiermaterial zur Anwendung komme
wenn das Zapfenlager aus Pockholz besteht.

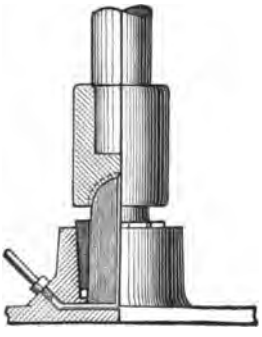


Fig. 254.

Einen Pockholz-Unterwasserzapfen, wie i
die Firma H. Queva & Co. in Erfurt ausführt, ze
Fig. 254. Der Pockholzzapfen, der an seinem ober
Ende halbkugelförmig abgerundet ist, ist mittelst Ho
keilen im Lagertopf befestigt. Die Schmierung d
Holzzapfens geschieht mit Wasser. Zu diesem Zwecke ist seitlich ein Rohr in d
Topf eingeführt, das bis zur Lauffläche führt und durch welches das Druckwasser
den Pockholzzapfen hineingepreßt wird. Ueb
das Zapfenende der Turbinenwelle wird e
besonderer Laufzapfen geschoben, der sich d
halbkugelförmigen Lauffläche des Pockho
zapfens anschließt. Für größere Belastu
sind derartige Zapfenlager nicht zu verwende

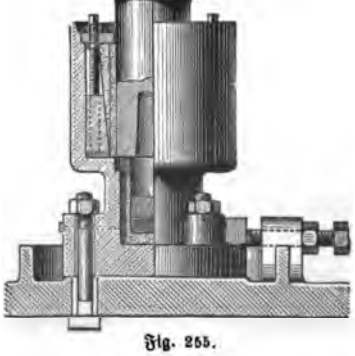


Fig. 255.

Ein Unterwasserzapfen für gro
Belastung nach Ausführung derselben Firm
ist in Fig. 255 dargestellt. Das Lagergehäu
ist auf einer besonderen Sohlplatte au
geschraubt und auf ihr mittelst seitlich
Schrauben in wagerechter Richtung verste
bar. Ein Laufzapfen von Stahl, der in d
Ende der Turbinenwelle eingesetzt ist, läu
in einer Rothgußpfanne. In ihrem unter
Theile ist die Turbinenwelle mit einem Metallfutter umgeben, das durch Ke
nachgestellt werden kann, und sie erhält auf diese Weise eine genaue Führung.

Die Oberwasser- oder Ueberwasserzapfen. Bei diesen Zapfen sind zwei Ausführungsarten zu unterscheiden, entweder ist das Laufrad der Turbinen an einer massiven Welle aufgehängt, oder an einer Hohlwelle, welche sich auf das obere Ende einer massiven Welle stützt, die ihr als Tragsäule dient.

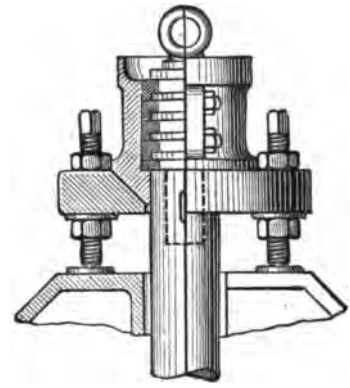


Fig. 256.

Die Aufhängung einer massiven Welle geschieht durch Kammzapfen oder Ringspurzapfen. Der Kammzapfen ist an dem oberen Theile der Turbinenwelle mittelst Keil befestigt. Wir haben einen solchen Kammzapfen bereits in Fig. 669 Band I kennen gelernt. Die Ringe des Zapfens können in Broncefutter gelagert sein. Bei dem Kammzapfen-Lager Fig. 256 ist das Lagergehäuse an seinem unteren Ende konisch abgedreht und stützt sich auf eine Platte, deren Lager durch Stellschrauben verändert werden kann. Mit Hilfe dieser Platte kann man die Turbinenwelle genau einstellen. Das Ende der Welle ist mit einer Oese versehen, die zum Anhängen der Welle benutzt wird. Die Kammzapfen haben den Nachtheil, worauf schon wiederholt hingewiesen worden ist, daß ihr Verlust durch Reibung ein verhältnißmäßig großer ist.

Ringspur-Oberzapfen. Vortheilhafter als die Kammzapfen sind die Ringspurzapfen, deren Lauffläche, wie der Name erkennen läßt, eine ringförmige ist. In Fig. 257 ist ein Ringspurzapfen der Firma H. Queva & Co. in Erfurt dargestellt. Das obere Ende der Turbinenwelle ist mit Flachgewinde versehen zur Aufnahme einer Mutter, welche sich nach unten cylinderförmig fortsetzt. An dem unteren Ende dieser Mutter ist die aus Stahl gefertigte, ringförmige Lauffläche des Zapfens angesetzt. Der Lagerbock stützt sich auf Balkenträger der Turbinenkammer. Um der Turbinenwelle Führung gegen seitliche Bewegung zu geben, ist der Lagerbock mit einer Rothgußbuchse ausgerüstet. Als Lauffläche für den Ringzapfen trägt der Lagerbock einen Ring von Bronce oder Stahl. Der ganze Zapfen wird von einer Haube überdeckt, die sich auf den Lagerbock aufsetzt. Da dieser Ringspurzapfen durch Drehen der Mutter, an welcher er angesetzt, verstellt werden kann, so kann auch das Laufrad der Turbinen damit gehoben oder gesenkt werden.

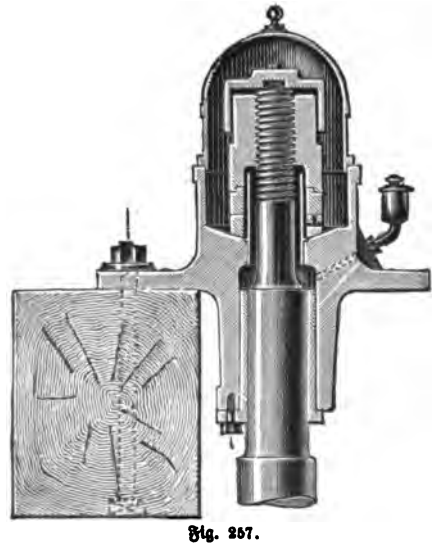


Fig. 257.

Durch eine Sicherung der Mutter wird dafür gesorgt, daß ihre Verstellung nicht unzeitig erfolgt.

Das Ringspurlager und die Führungsbuchse für die Turbinenwelle haben gesonderte Schmiervorrichtungen. Zur Schmierung des ersteren ist der Lagerbock um den Ringzapfen herum topfartig erweitert. Dieser Raum wird mit Oel gefüllt, sodaß der ganze Ringzapfen in Oel läuft. Auch Ringzapfen werden nur dort angewendet, wo man einen vollen Zapfen nicht verwenden kann, weil sie stets einen größeren Durchmesser haben müssen, als letztere, und dadurch auch einen größeren Verlust an Reibung. Auch sind die Ringzapfen viel empfindlicher für kleine Verschiebungen und Fehler bei der Aufstellung. Dort aber, wo der untere Grund es nicht erlaubt, ein Spurlager für einen vollen Zapfen aufzustellen, oder wo das Lager aus anderen Gründen in bedeutender Höhe über dem Laufrade liegen muß, sieht man sich oft gezwungen, den Ringzapfen anzuwenden und die Turbinen unterhalb des Lagers an der Welle aufzuhängen.

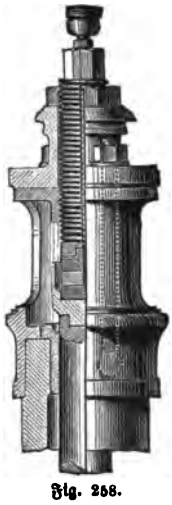


Fig. 258.

Am meisten werden heutzutage die Oberwasserzapfen mit hohler Welle, welche um eine Tragsäule oder Tragstange sich dreht, benutzt. Die Tragsäule ist eine massive, feststehende Welle, welche auf dem Untergrunde aufgestellt wird. Sie dient als Träger für die hohle Turbinenwelle, welche sich mit ihrem Spurzapfen auf ihr oberes Ende stützt. Man unterscheidet dabei den Ober- oder Endzapfen, der an dem oberen Ende der hohlen Turbinenwelle befestigt ist, oder den Mittelzapfen, falls die hohle Turbinenwelle über dem Zapfen nach oben sich fortsetzt, bei denen also die Kraftübertragung wesentlich höher liegt, als der Zapfen.

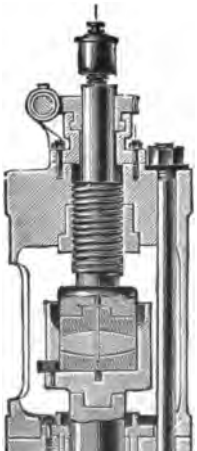


Fig. 259.

Fig. 258 zeigt einen Endzapfen. Die hohle gußeiserne Turbinenwelle endet in ein schmiedeeisernes Gehäuse, durch welches von obenher eine Schraubenspindel hindurchtritt. An ihrem unteren Ende trägt die Schraubenspindel eine Stahlplatte, welche den Spurzapfen bildet. Andererseits ist das obere Ende der Tragstange mit einer Hülse von Bronce versehen, in welcher eine Stahlspur eingelegt ist. Zwischen dieser und der Stahlspur der Hohlwelle wird eine Bronceplatte lose eingelegt, auf deren Fläche der Zapfen läuft.

Bei geringer Belastung zieht man eine Ausführungsform vor, wie die in Fig. 259 nach H. Queva & Co. in Erfurt dargestellte. Die Laufflächen sind hier nicht eben, sondern linsenförmig gestaltet. Im Uebrigen unterscheidet

sich der Endzapfen von dem vorgenannten nicht wesentlich. Der Kopf der hohlen Welle, welcher den Zapfen trägt, wird mit einer oder zwei seitlichen Oeffnungen versehen, groß genug, um die Lagerstelle nachsehen und bedienen zu können. Um die Turbinenwelle höher oder niedriger einstellen zu können, ist am oberen Ende der Schraubenspindel ein Schneckenrad befestigt, in welches ein daneben gelagerter Schneckentrieb eingreift. Die Mutter für die Schraubenspindel ist in den Kopf der Turbinenwelle eingelegt.

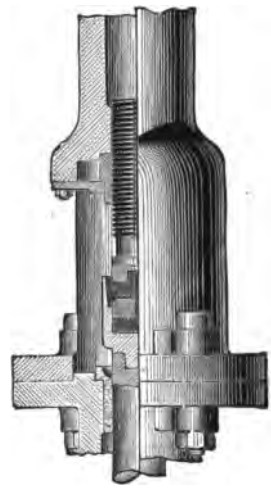


Fig. 260.

Auch die Mittelzapfen zeigen eine ähnliche Construction. Das obere Ende der Hohlwelle, welches über den Endzapfen hinaus verlängert wird, kann, wie Fig. 260 zeigt, mittelst Flanschverbindung an das untere Ende angesetzt und durch Schrauben mit ihm verbunden werden.

Für die auf einander gleitenden Flächen der vorgenannten Zapfen läßt man entweder Stahl auf Bronce laufen oder dichtes Gußeisen auf Stahl oder Hartguß auf Stahl.

Regulirvorrichtungen der Turbinen. Wir wissen bereits, daß die Turbinen mit einer möglichst gleichen Geschwindigkeit umlaufen sollten. Es wird aber die Geschwindigkeit abhängig sein einerseits von der Wassermenge, welche den Turbinen zufließt, andererseits von dem Kraftverbrauch der Arbeitsmaschinen. Die Wassermenge kann durch gewöhnliche Abstellvorrichtungen, wie Schützen oder Drosselklappen, geregelt werden. Dabei wird aber viel Kraft vergeudet und es sollten deshalb diese Vorrichtungen nur für die Inbetriebsetzung oder Außerbetriebsetzung als Absperrorgane dienen. Die eigentliche Regulirvorrichtung aber muß so wirken, daß auch bei geringerem Wasserzufluß die Nutzwirkung der Turbinen die gleiche bleibt. Für die Regulirvorrichtung wird deshalb bestimmend sein müssen, daß die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers stets dieselbe bleibt. Eine Aenderung der Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers führt zu einer Aenderung der Umfangsgeschwindigkeit. Da nun die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Laufrad von dem Querschnitt der Leitkanäle abhängt, so muß die Regulirvorrichtung so eingerichtet sein, daß sie den Querschnitt der Leitradkanäle nach Belieben ändert. Zweckmäßig läßt sich eine Regulirvorrichtung nur bei Druck-Turbinen anwenden, bei Ueberdruck-Turbinen kommen sie selten zur Anwendung, weil bei ihnen der Wirkungsgrad beträchtlich sinkt, wenn man nur den Querschnitt der Leitradkanäle ändert, den der Laufradkanäle aber nicht.

Man kann zwei Arten von Regulirvorrichtungen unterscheiden, und zwar solche, bei denen einzelne Leitradkanäle vollständig geschlossen werden, und solche, bei denen alle Leitradkanäle gleichmäßig verengt werden.

Eine Regulirvorrichtung, welche sehr viel im Gebrauch ist, zeigt nach Au führung der Firma H. Queva & Co. in Erfurt Fig. 261. Die Verschlußschieb für je drei der Leitradzellen sind an einer Schieberstange aufgehängt. Zum Oeffn und Schließen der Schieber dient ein cylindrischer Kranz, auf dessen Umfan

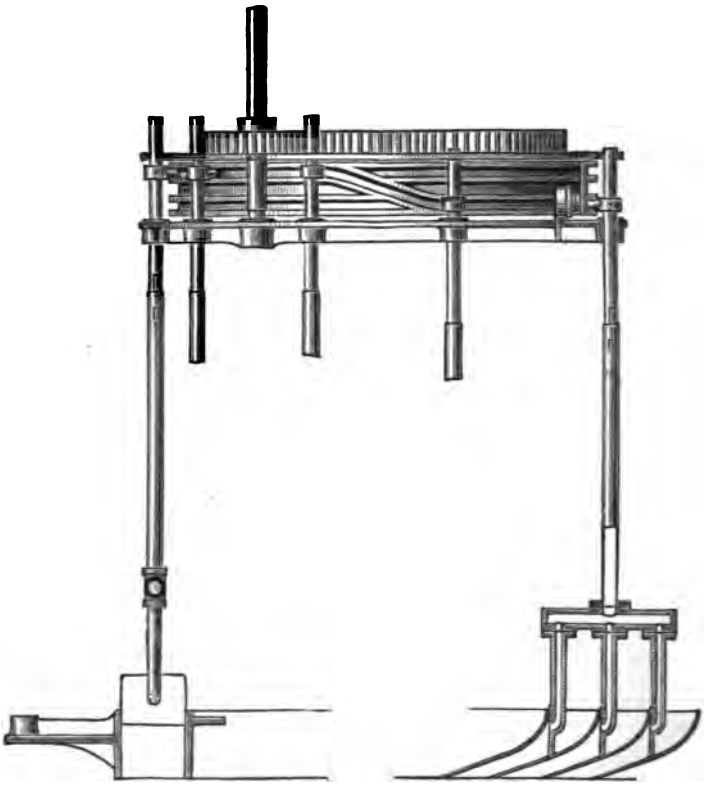


Fig. 261.

schraubenförmige Nuthen, die sogenannten Hub-Nuthen, vorgesehen sind. Mitte kleiner Zapfen, welche in diesen Nuthen laufen, sind die Schieberstangen an de cylindrischen Kranz aufgehängt. Die Anordnung ist so getroffen, daß eine hal Umdrehung des cylindrischen Kranzes zum Anheben oder zum Senken der Schiebe stangen, welche auf einer Seite angeordnet sind, genügt. Da aber die Schiebe stangen der entgegengesetzten Seite in einer anderen Nuth laufen, so werden die in gleicher Weise bewegt. Der Boden, auf dem sich der cylindrische Kranz abrol ist an seinem Umfange mit Führungsbüchsen für die Schieberstangen ausgerüst Die Drehung der Trommel erfolgt durch Zahnradantrieb.

Damit beim Schließen der Schieber die Luft aus den Zellen entweichen kan sind in den Schiebern selbst Luftabzugskanäle vorgesehen. Die Regulirvorric tungen der besprochenen Arten haben den Nachtheil, daß sie eine große Anza

von Schiebern erforderlich machen. Dies führte dazu, zu den sogenannten Rundschiebern überzugehen. Es sind dies Schieber, welche eine zur Radachse concentrische Bewegung erhalten, wenn sie die Leitradkanäle abschließen. Gewöhnlich hat ein solcher Rundschieber eine Halbkreisform und beherrscht nur eine Hälfte der Leitradkanäle, sodaß zwei derartige Schieber für jede Turbine nöthig sind.

Eine Regulirvorrichtung mit flachem Rundschieber zeigen Fig. 262 und 263. Die Ausströmöffnungen der Leitradkanäle liegen in einem Kreis, während ihre Eintrittsöffnungen in zwei Halbkreise von verschieden großem Durchmesser fallen. Um dem Laufrad das Wasser zuführen zu können, sind die Leitradkanäle der einen Hälfte gegen die Radachse hin, die Leitradkanäle der anderen Hälfte gegen den Radumfang hin gekrümmt. Vor jeder der beiden halbkreisförmigen Einmündungen ist je ein halbkreisförmiger, flacher Schieber von entsprechendem Durchmesser angeordnet, welcher von einem Armstern getragen wird, der aus drei geschweiften Armen besteht und auf der Turbinenwelle drehbar lagert. Beide Drehschieber sind an ihrem Umfange mit einem Zahnkranz ausgerüstet, in welchen Antriebsräder eingreifen. In der gezeichneten Stellung sind alle Leitradkanäle offen und es ist einleuchtend, daß durch Drehung der Halbkreisschieber mehr oder weniger der Leitradkanäle abgedeckt werden. Sollen durch diese Schieber sämmtliche Kanäle des Leitrades abgesperrt werden, so ist eine Drehung der Schieber um 180° nothwendig. Damit die Schieber durch den Druck des darüber befindlichen Wassers nicht zu sehr gegen die Mündung der Leitradkanäle gepreßt werden können, werden sie, wie dies in dem größeren Schieber in der Figur dargestellt ist, mittelst Spannstangen gegen die Umhüllung der Turbinenwelle hin abgestützt.

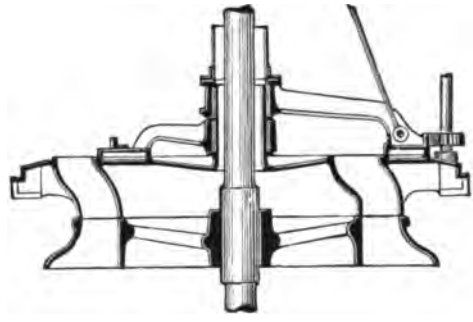


Fig. 262.

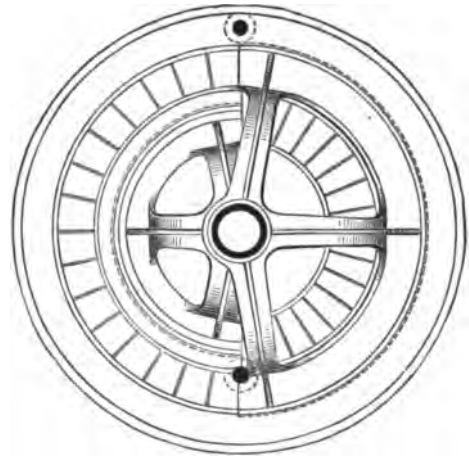


Fig. 263.

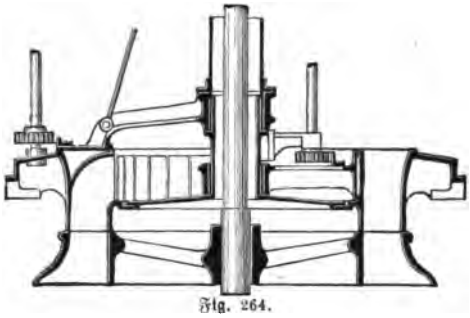


Fig. 264.

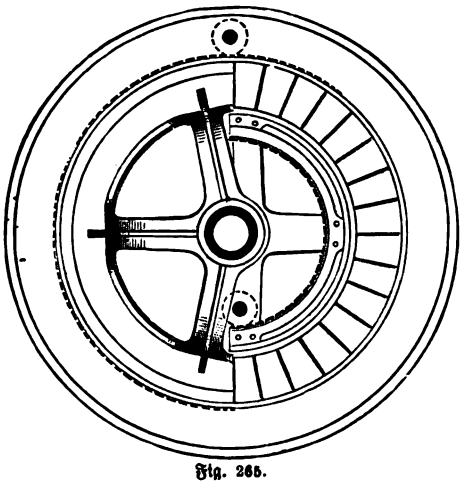


Fig. 265.

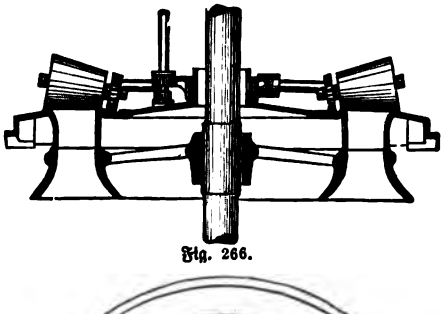


Fig. 266.

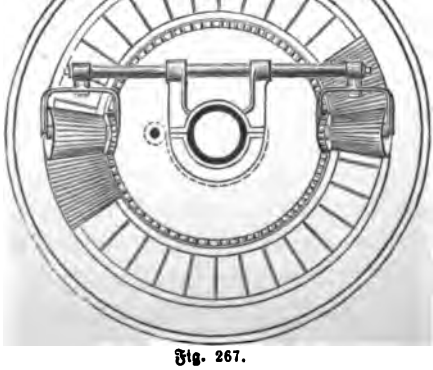


Fig. 267.

Eine Regulirvorrichtung m
flachem und cylindrischem Run
schieber zeigen Fig. 264 und 26
Auch hier besteht das Leitrad a
zwei verschiedenen Hälften, von den
die eine achsial verlaufende Kanä
die andere bogenförmige Kanäle h
sodaß bei letzterer das Wasser rad
gegen die Mitte hin geführt wi
So wie der Flachschieber für
achsial gerichteten Leitradkanäle z
Abstellung dient, so soll der cyli
drische Schieber die radial nach
Achse hin gerichteten Einströ
öffnungen der übrigen Leitkan
beherrschen. Beide Halbkreisschie
sind wie bei der vorigen Constructi
drehbar an die Turbinenwelle a
gehängt und durch Zahnradantri
zu verstellen.

Einfacher noch, wie die vo
genannten, ist die Regulirvorrichtu
mit Rollschützen Fig. 266 und 26
welche sich für kleine Gefälle eign
Ueber die Eintrittsöffnung der Le
kanäle sind zwei konische Walzen a
einer Achse und mit ihr um
Turbinenwelle drehbar aufgehän
Sie dienen als Träger je eines Ba
des von Kautschuk, Leder, Leinwan
Wachstuch oder dergleichen, welch
auf ihrem Umfang aufgerollt
Das freie Ende dieser Streifen
an dem Leitrad befestigt. Werd
die konischen Walzen um die Tu
binenwelle gedreht, so rollen sie
ab und überdecken mehr oder weni
der Leitradkanäle.

Selbstthätig wirkende R
gulirvorrichtungen. Wo es
darum handelt, einen sehr gle
mäßigen Gang der Arbeitsmaschi
zu erhalten, muß die Regulirvorri
tung selbstthätig erfolgen, sobald

Umdrehungsgeschwindigkeit der Turbinen sich ändert. Man benutzt dazu die Centrifugal-Regulatoren und läßt sie auf die Regulirungseinrichtung einwirken. Von den Regulirungsapparaten, die dabei zur Anwendung kommen, sind namentlich zwei Arten in Gebrauch. Bei der einen wird die Leistung durch die Veränderung der Wassermenge geregelt, bei der anderen dadurch, daß die überschüssige Leistung vernichtet wird. Wirthschaftlicher ist natürlich die erstere Art, bei ihr kann die Regulirung eingeleitet werden entweder durch die Bewegung der Transmission oder durch Wasserdruck.

Regulirvorrichtungen für veränderliche Wassermengen. Ein selbstthätig wirkender Regulator, der durch die Transmission bewegt wird, ist nach Ausführungen der Merseburger Maschinenfabrik und Eisengießerei B. Herrich & Co. in Merseburg in Fig. 268 wiedergegeben. Die Antriebswelle

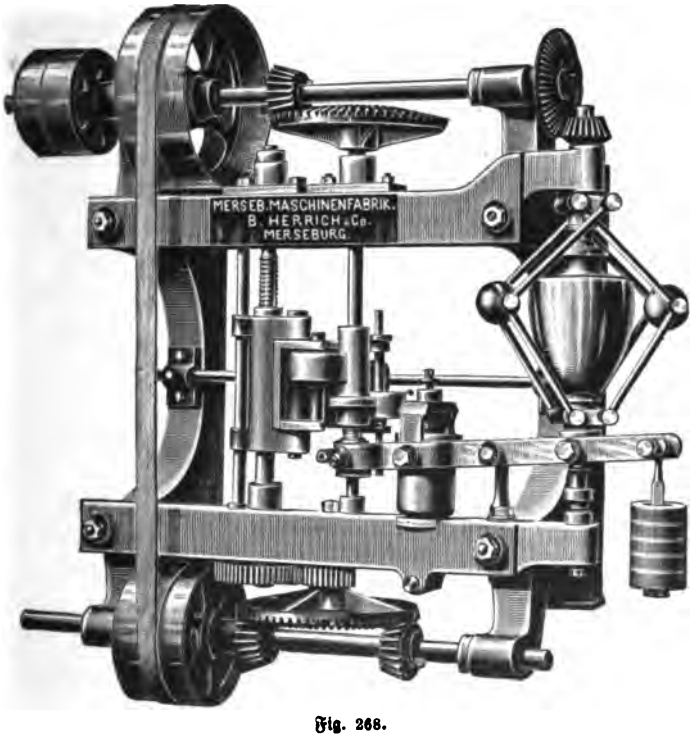


Fig. 268.

für den Geschwindigkeits-Regulator ist oben auf dem Gestelle gelagert. Die Arbeitswelle, welche auf die Turbine einwirken soll, unten. Beim Fallen oder Steigen wirkt der Regulator auf einen in Umdrehung befindlichen Excenter-Daumen ein, der den Riemenführer eines Wendegetriebes bethätigt, sodaß die Arbeitswelle für die Regulireinrichtung in Rechtsdrehung oder Linksdrehung versetzt werden kann. Damit der Regulator keine zu großen Empfindlichkeiten zeigt, ist ein Hemmwerk vorgesehen. Die Regulatoren werden möglichst nahe der Turbine aufgestellt. Obgleich dieser Regulator nach Angaben der Fabrik für Webereien und Spinnereien geeignet ist, so ist er für große Kraftschwankung, wobei 15—20 Pferde-

ſtärken durch Ausrücken von Arbeitsmaſchinen plötzlich frei werden, ungeeignet. In ſolchen Fällen würde der Regulator zur Wiederherſtellung der normalen Geſchwindigkeit eine zu lange Zeit, und zwar etwa 20 Sekunden, erfordern. Für derartige Anlagen wird der hydrauliſch wirkende Regulator zu wählen ſein.

Bei den Regulirapparaten, welche mittelſt Druckwaſſer bethätigt werden, wird die Regulirvorrichtung entweder von einer Waſſerſäule in Bewegung geſetzt, die durch ein Pumpwerk oder durch ein natürliches Gefälle erzeugt iſt. Fig. 269 und 270 zeigen ſolch einen Regulirapparat von B. Lehmann in Erfurt. Der Apparat beſteht aus einem Steuercylinder, deſſen Kolben auf die Regulirungsvorrichtung am Leitrad einwirkt, und einem Steuerapparat, welcher je nach der Stellung des Centrifugal-Regulators Druckwaſſer auf die eine oder die andere Seite des Kolbens leitet. Der Steuerapparat iſt ebenfalls ein Cylinder, deſſen beide Kolben von dem Centrifugal-Regulator gehoben oder geſenkt werden. Je nach der Muffenbewegung des letzteren werden die Kanäle des Steuercylinders langſamer oder ſchneller geöffnet. Bei langſamer Oeffnung verliert auch das Druckwaſſer an Kraft und bewegt den Kolben langſamer, als wenn das Waſſer durch eine weitere Oeffnung plötzlich eintreten und mit ungeſchwächtem Druck auf den Kolben wirken kann. Dieſer Regulirapparat arbeitet alſo mit veränderlicher — und zwar von der jeweiligen Regulatorſtellung abhängiger — Energie. Die Regulirung wirkt daher entſprechend dem Kraftbedürfniſſe.

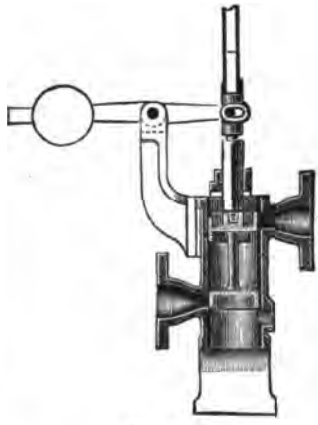


Fig. 270.

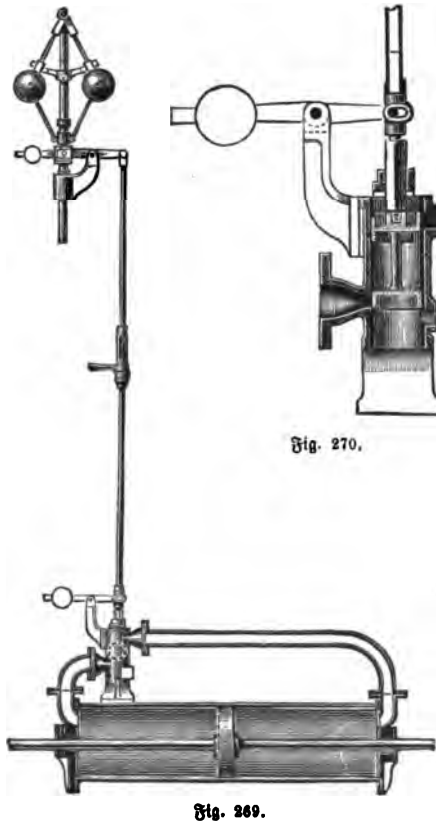


Fig. 269.

Regulirvorrichtungen, die durch Vernichtung der überſchüſſigen Kraft wirken. Die Gruppe der Regulatoren, welche mittelſt Kraftvernichtung reguliren, kommen nur für ſolche Turbinenanlagen in Betracht, denen eine genügende Waſſermenge ſtets zufließt. Von dieſen Regulirvorrichtungen ſei hier der hydrauliſche Brems-Regulator der Maſchinenbauanſtalt von J. Schrieder in Säkkingen a. Rh. beſprochen, welcher große Geſchwindigkeitsſchwankungen auszugleichen im Stande ſein ſoll. Der Regulator beſteht in der Hauptſache aus einem Kapſelpumpwerk, welches direkt von der Transmiſſion angetrieben wird. In dem unteren Theile des Gehäuſes befindet ſich Oel- oder Seifenwaſſer, das von

dem Kapselwerk durch einen Kanal angesaugt und durch einen zweiten in denselben Behälter wieder zurückgetrieben wird. Die Flüssigkeit ist also in einem beständigen Kreislaufe begriffen. Die Oeffnung des Rücklaufkanales kann von einem Drosselventil, welches von einem Geschwindigkeits-Regulator beherrscht wird, mehr oder weniger abgeschlossen werden. Wächst die Geschwindigkeit der Transmission, so wird der Regulator, der wie das Kapselwerk von letzterer angetrieben wird, zu einem Ausschlag veranlaßt, und indem er das Ventil verstellt, wird der Querschnitt des Ausströmkanales verengt. Die größere Kraft, welche die Kapselpumpe in Anspruch nimmt, um die Flüssigkeit auch durch den verengten Kanal im Kreislaufe zu erhalten, wirkt dabei bremsend auf die Transmission zurück.

Berechnung der Turbinen.

Wie bei den Wasserrädern wird zur Berechnung der Turbinen nothwendigerweise das Gefälle und die Wassermenge bekannt sein müssen, oder es ist die Aufgabe gestellt, eine Turbine von einer bestimmten Leistung in Pferdestärken zu construiren. In dem letzteren Falle muß man den Wirkungsgrad der zu bauenden Maschinen nach Erfahrungen annehmen und die zu ihrer Leistung nothwendige Wassermenge berechnen.*)

Für die Wirkungsweise der Turbinen muß namentlich der Winkel ermittelt werden, unter dem die Leitschaufeln das Wasser gegen den Umfang des Laufrades

---

*) Bedeutet:

H = totales Gefälle in Metern des Wassers, d. h. den Höhenunterschied zwischen Ober- und Unterwasserspiegel,
Q = Wassermenge in Cubikmetern pro Sekunde,
$\gamma = 1000$ = spezifisches Gewicht von 1 cbm Wasser,
N_a = absoluten Effekt der Wasserkraft in Pferdestärken,
N_n = Arbeitsleistung der Turbine in Pferdestärken,
η = Wirkungsgrad,

so ist:

$$N_a = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} \qquad \text{und}$$

$$\eta = \frac{N_n}{N_a}.$$

Nach Pechan, „Leitfaden des Maschinenbaues", kann man für den Wirkungsgrad η annehmen:
bei guter Ausführung der Turbinen im Allgemeinen . . . . . $\eta = 0{,}72$,
für rationell konstruierte Jonval-Turbinen . . . . . $\eta = 0{,}75$,
für Girard-Turbinen mit abnehmender Wassermenge veränderlich $\eta = 0{,}75$ bis $0{,}70$.

Beispiel.

Eine Wasserkraft hat ein Gefälle von 2 m; es ist zum Betriebe einer Fabrik eine Turbine, welche 25 Pferdestärken leistet, nöthig. Wie groß muß die Wassermenge sein?

Gegeben ist: $N_n = 25$ Pferdestärken.

Wir wählen: $\eta = 0{,}72$,

so ergiebt sich: $N_a = \frac{N_n}{\eta} = \frac{25}{0{,}72} = 34{,}72$ Pferdestärken.

Die erforderliche Wassermenge findet man dann aus:

$$Q = \frac{75 \cdot N_a}{1000 \cdot H} = \frac{75 \cdot 34{,}72}{1000 \cdot 2} = 1{,}302 \text{ cbm}.$$

führen, und der Winkel, unter dem die Laufradschaufel gegen den Umfang geneigt sind. Durch Bestimmung dieser beiden Winkel ist auch die Turbine in ihren wesentlichen Verhältnissen festgelegt. Von ihnen hängt die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers ab, die immer möglichst klein sein muß, damit der Stoß des Antriebwassers gering ist. Mit der Verkleinerung der Einflußgeschwindigkeit nimmt aber der Raddurchmesser zu und die Anlage vertheuert sich. Man darf daher mit der Ausflußgeschwindigkeit unter eine gewisse praktische Grenze nicht heruntergehen. Empfehlenswerth ist es, die Ausflußgeschwindigkeit gleich ein Viertel von der dem vorhandenen Gefälle entsprechenden Endgeschwindigkeit zu nehmen.*)

Wir wissen bereits, daß durch die Geschwindigkeit des ausfließenden Wassers aus der Turbine, durch die Reibung des Wassers innerhalb der Turbine und durch die Stoßwirkung des Wassers Verluste entstehen, und daß wir dies als Verluste des Gefälles in Betracht ziehen. Wir sprechen von einem wirksamen Gefälle und verstehen darunter das Gefälle, welches innerhalb der Turbine zur Kraftleistung ausgenützt wird. Es ist dies das gesammte Gefälle, abzüglich des Verlustgefälles, welches durch die genannten schädlichen Nebenwirkungen entsteht. Für dieses Verlustgefälle nimmt man im Mittel 0,10 bis 0,15 von dem gesammten Gefälle an.**)

Die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus der Turbine wird so klein gemacht, als es mit Rücksicht auf den Wasserabfluß zulässig ist. Wir haben gesehen, daß man bei den Girard-Turbinen aus diesem Grunde die Laufkanäle gegen den Ausfluß hin verbreitert.***)

---

*) Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II".

**) Nach Obigem ist:

Die Austrittsfläche des Wassers aus dem Laufrade:

$$F_a = \frac{Q}{c_a},$$

wenn Q = Wassermenge und c_a = Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Rade bedeutet.

Die zu c_a gehörige Gefällhöhe ergiebt sich zu:

$$\frac{c_a^2}{2g} \text{ mit } g = 9{,}81.$$

Ist h = das ganze Gefälle der Turbine, so nehme man:

$$c_a = {}^1/_4 \sqrt{2gh}.$$

Rechnet man die von c_a abhängige Gefällhöhe jetzt zu 0,625 h, so ergiebt sich:

für größere Gefälle $c_a = 0{,}22 \sqrt{2gh}$ und

„ kleinere „ $c_a = 0{,}28 \sqrt{2gh}$.

Macht man jetzt für die Verlusthöhe z, welche durch Wasserreibung und Stöße in Folge der Schaufeldicken verloren geht, die obige Annahme von 0,10 h bis 0,15 h, so ergiebt sich

das wirksame Gefälle zu: $h_w = h - z$ und

das nutzbare Gefälle zu: $h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2g}$.

***) Man erhält nun nach Pechan, „Leitfaden des Maschinenbaues", für den Zusammenhang zwischen den Winkeln α, β und δ, den Halbmessern r und r_1 und den Radbreiten b_1 und b_2 für Radial-Turbinen, bezw. a_1 und a_2 für Achsial-Turbinen, wenn r = den inneren und r_1 = den äußeren Radius, b_1 = die innere und b_2 die äußere Breite, bezw. a_1 = obere und a_2 = untere Breite des Laufrades bedeutet:

Der Durchmesser des Turbinenrades ergiebt sich, sobald die Geschwindigkeit

für Radial-Turbinen mit nach außen oder nach innen erweitertem Radkranz:

$$\sin\delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right) \cdot \frac{1}{\operatorname{cotg}\alpha - \operatorname{cotg}\beta},$$

für Achsial-Turbinen mit nach unten erweitertem Radkranz (Girard-Turbinen):

$$\sin\delta = \left(\frac{a_1}{a_2}\right) \cdot \frac{1}{\operatorname{cotg}\alpha - \operatorname{cotg}\beta},$$

für Achsial-Turbinen mit gleichbreitem Radkranz:

$$\sin\delta = \frac{1}{\operatorname{cotg}\alpha - \operatorname{cotg}\beta}.$$

Da für Aktions-Turbinen $\beta = 2\alpha$ ist, so erhält man, wenn man dies in diese Gleichungen einsetzt, speziell für Aktions-Turbinen:

für Radial-Turbinen mit Ausweitung:

$$\sin\delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right) \cdot \sin 2\alpha,$$

für Achsial-Turbinen mit Ausweitung:

$$\sin\delta = \left(\frac{a_1}{a_2}\right) \sin 2\alpha.$$

Bezeichnet ferner:

v = Umfangsgeschwindigkeit des Rades an der Eintrittsstelle,
c = absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad,
w = relative Geschwindigkeit des Wassers, mit welcher dasselbe an den Schaufeln des Laufrades entlang in die Kanäle desselben einfließen soll,
v_1 = Umfangsgeschwindigkeit des Rades an der Austrittsstelle des Wassers,
c_1 = Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Rade,
w_1 = relative Geschwindigkeit des Wassers, mit welcher dasselbe an den Schaufeln entlang aus dem Rade austritt,

so gilt für den Eintritt des Wassers:

$$v = c \cdot \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta},$$

$$c = v \cdot \frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)},$$

$$w = v \cdot \frac{\sin\alpha}{\sin(\beta - \alpha)},$$

und für den Austritt des Wassers:

$$w_1^2 = c_1^2 + v_1^2,$$

$$v_1 = w_1 \cos\delta,$$

$$c_1 = w_1 \sin\delta.$$

Für Achsial-Turbinen ist hierin

$$v_1 = v$$

und für Radial-Turbinen

$$v_1 = \left(\frac{r_1}{r}\right) \cdot v.$$

Um nach den obigen Gleichungen die Winkel α, β und δ bestimmen zu können, müssen die Verhältnisse $\frac{r}{r_1}$ und $\frac{b_1}{b_2}$ für Radial-Turbinen und $\frac{a_1}{a_2}$ für Achsial-Turbinen gegeben sein. Pechan giebt hierfür an:

für Jonval-Turbinen:

$$\frac{a_1}{a_2} = 1,$$

für achsiale Girard-Turbinen:

$$\frac{a_2}{a_1} = 2 \text{ bis } 3^1/_2 \text{ und mehr oder}$$

$$\frac{a_1}{a_2} = 0{,}3 \text{ bis } 0{,}5.$$

für das einfließende und das ausfließende Wasser bestimmt ist. Er ist natürlich für jede Turbinenart besonders zu bestimmen.*)

Benutzt man die Werthe des letzten Verhältnisses, so nehme man den größeren Werth, dagegen bei Benutzung der ersten Verhältnisse den kleineren Werth für große Gefälle und kleine Wassermengen und umgekehrt:

für radiale Girard-Turbinen (Schwammkrug-Turbinen):

$$\frac{b_1}{b_2} = 0{,}4 \text{ bis } 0{,}5,$$

$$\frac{r}{r_1} = \frac{4}{5} \text{ bis } \frac{5}{6}.$$

Man hat jetzt weiter die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat nach der Gleichung:

$$c = k \sqrt{\frac{g \,.\, H \,.\, \sin \beta}{\cos \alpha \,.\, \sin (\beta - \alpha)}},$$

worin k = ein Coefficient kleiner als 1, durch welchen die Bewegungswiderstände des Wassers in den Kanälen des Leitrades berücksichtigt werden, g = 9,81 und H = das Gefälle bedeutet. Es ergiebt sich dann hieraus:

$$v = k \sqrt{\frac{g \,.\, H \,.\, \sin (\beta - \alpha)}{\cos \alpha \,.\, \sin \beta}}.$$

Diese beiden Gleichungen erhalten für Aktions-Turbinen mit $\beta = 2\alpha$ die Form:

$$c = k \sqrt{2\,g \,.\, H},$$

$$v = \frac{c}{2 \cos \alpha}.$$

Den Coefficienten k kann man zu

$$k = 0{,}9 \text{ bis } 0{,}85$$

annehmen.

*) Pechan, „Leitfaden des Maschinenbaues“,

giebt zur Berechnung des Radius des Laufrades folgende Formeln an, wenn bezeichnet:

R = mittlerer Halbmesser des Leitrades und Laufrades an der Austrittsstelle des Wassers aus dem Leitrade in Metern,

a = Breite des Radkranzes, in radialer Richtung gemessen, an dieser Stelle in Metern,

i = Anzahl der Schaufeln des Leitrades,

σ = Dicke der Schaufeln des Leitrades an der Austrittsstelle des Wassers in Metern,

für Achsial-Turbinen:

$$R = \sqrt{\frac{Q}{c \cdot \left(\frac{a}{R}\right) \cdot \left(2\pi \,.\, \sin \alpha - i \frac{\sigma}{R}\right)}},$$

für achsial beaufschlagte Partial-Turbinen (Girard-Turbinen), wenn die Leitschaufeln nur über $\frac{1}{m}$ des Umfanges des Laufrades reichen:

$$R = \sqrt{\frac{m \,.\, Q}{c \cdot \left(\frac{a}{R}\right) \cdot \left(2\pi \,.\, \sin \alpha - i \frac{\sigma}{R}\right)}},$$

für radial beaufschlagte Partial-Turbinen (Schwammkrug-Turbinen):

$$r = \sqrt{\frac{m \,.\, Q}{c \cdot \left(\frac{b}{r}\right) \cdot \left(2\pi \,.\, \sin \alpha - i \frac{\sigma}{r}\right)}},$$

wenn b = Breite des Laufradkranzes in achsialer Richtung gemessen,

r = Halbmesser des Laufrades an der Eintrittsstelle des Wassers bezeichnet.

In diesen Gleichungen kommen noch die Verhältnisse $\frac{a}{R}$, $\frac{b}{r}$, $\frac{\sigma}{R}$ und $\frac{\sigma}{r}$ vor, für welche noch Werthe angegeben werden müssen. Pechan empfiehlt:

$$\frac{a}{R} = 0{,}25 \text{ bis } 0{,}4, \qquad \frac{b}{r} = 0{,}25.$$

Bei Bestimmung der Schaufeln sollte darauf Rücksicht genommen werden, daß es vortheilhaft ist, dem Laufrad einige Schaufeln mehr zu geben, als dem Leitrad. Bis zu einer gewissen Grenze wird dadurch die Wasserzuführung eine um so sichere sein.

Redtenbacher empfiehlt für Jonval-Turbinen 16 Leitschaufeln bei 24 Radschaufeln,

Pechan " " Jonval-Turbinen 16—20 Leitschaufeln bei 24—30 Radschaufeln,

" " " Girard-Turbinen und bei voller Beaufschlagung 20—30 Leitschaufeln bei 30—40 Radschaufeln.

Bei Bestimmung der Schaufelanzahl muß darauf geachtet werden, daß die lichte Weite der Kanäle nicht geringer wird als 25 mm, schon weil sich die Kanäle dann zu leicht verstopfen.*)

Die Turbinenwelle wird stets auf Verdrehung in Anspruch genommen. Ihre Inanspruchnahme auf Biegung ist nicht bedeutend, es genügt deshalb, wenn die Welle mit Rücksicht auf ihre Festigkeit gegen Verdrehung berechnet wird. Die aus der Berechnung sich ergebende Stärke sollte man zur Sicherheit nur für die schwächsten Stellen annehmen und die Welle namentlich an der Stelle, wo das Turbinenrad auf ihr befestigt wird, verstärken.**)

Da Schaufeln aus Gußeisen ungefähr 2mal so dick gemacht werden, als Schaufeln aus Blech, und letztere eine Dicke von 4 bis 8 mm erhalten, kann man nehmen

bei Schaufeln aus Blech:

$$\frac{\sigma}{R} = \frac{\sigma}{r} = 0{,}01,$$

bei Schaufeln aus Gußeisen:

$$\frac{\sigma}{R} = \frac{\sigma}{r} = 0{,}02.$$

*) Pechan, „Leitfaden des Maschinenbaues",
giebt für die Schaufelzahlen i und i_1 des Leit- und des Laufrades von Partial-Turbinen an:

für achsial beaufschlagte Partial-Turbinen:

$$i \leqq 35 + 50 \,.\, R,$$
$$i_1 = i + 1,$$

für radial beaufschlagte Partial-Turbinen:

$$i \leqq 30 + 30 \,.\, r \text{ bis } 35 + 50 \,.\, r,$$
$$i_1 = i + 1.$$

Den zur Berechnung des Radius der Turbinen erforderlichen Beaufschlagungs-Coefficienten m kann man nehmen zu:

für achsial beaufschlagte Partial-Turbinen:

$$m = 1 \text{ bis } 6,$$

für radial beaufschlagte Partial-Turbinen:

$$m = 6 \text{ bis } \geqq 12.$$

**) Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2"
giebt folgende Formeln zur Berechnung des Durchmessers der Turbinenwelle an:

wenn dieselbe massiv ist und aus Schmiedeeisen besteht und

d = Durchmesser derselben in Millimetern,
N = Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken,
n = Tourenzahl der Turbine bedeutet,

$$d = 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Die Tragsäule, welche bei Anwendung eines Ueberwasserzapfens das Lager für den Laufzapfen der hohlen Turbinenwelle trägt, muß das ganze Gewicht der Turbine aufnehmen und wird auf Zerknickung in Anspruch genommen. Dies muß bei der Berechnung Berücksichtigung finden.*)

Wie die Tragsäule, so hat auch der Spurzapfen der Turbinen selbst das ganze Gewicht der Turbinen zu tragen, und er muß deshalb sehr sorgfältig berechnet und ausgeführt werden. Bei der Berechnung ist besonders zu berücksichtigen, daß ein nur mäßiger Flächendruck zu Grunde gelegt werden soll. Andererseits darf dieser auch nicht zu klein angenommen werden, weil mit der zunehmenden Größe des Zapfens auch seine Lagerung erschwert wird. Man kann durchschnittlich einen Flächendruck von 50—80 kg für jeden Quadratcentimeter Lauffläche annehmen.**)

---

und wenn dieselbe hohl ist und aus Gußeisen besteht und
D = äußerer Durchmesser in Millimetern bedeutet,

$$D = 172 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

Bezeichnet noch d = inneren Durchmesser in Millimetern der hohlen gußeisernen Welle und setzt man:

$$\frac{d}{D} = \frac{2}{3},$$

so erhält man dann den inneren Durchmesser der hohlen Welle zu:

$$d = \frac{2}{3} D.$$

*) Nach der Hütte, „des Ingenieurs Taschenbuch“, erhält man den Durchmesser d in Centimetern der schweißeisernen Tragsäule unter Berücksichtigung der Beanspruchung auf Zerknicken aus der Formel:

$$d = \sqrt[4]{\frac{P \cdot l^2}{6}},$$

worin P = Spurzapfendruck in Kilogramm,
l = Länge der Tragstange in Meter bedeutet.

**) Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2“.
Bedeutet:
d = Durchmesser des Zapfens in Millimetern,
P = Belastung des Zapfens in Kilogramm,
p = Flächendruck in Kilogramm pro Quadratmillimeter,
so findet man den Durchmesser des Zapfens aus:

$$d = 1{,}13 \sqrt{\frac{P}{p}}.$$

Prof. Reuleaux giebt folgende Formel an, wenn man mit n die Umdrehungszahl der Turbine bezeichnet:

$$d = 0{,}17 \sqrt{P \cdot n}.$$

Beispiel.

Für die im Beispiel Fußnote Seite 225 angegebene Turbine mit einer Wassermenge Q = 1,3 cbm und einem Gefälle H = 2 m sind die Hauptdimensionen zu berechnen.
Es soll eine Aktions-Turbine zur Anwendung kommen.
Wir wählen: $\alpha = 20°$,
$\beta = 2\alpha = 40°$,

Prof. Reuleaux macht den Flächendruck von der Umdrehungszahl der Turbinen abhängig und giebt nachfolgende Tabelle:

Umdrehungen pro Minute . .	50	100	150	300	600	1000
Flächendruck in kg pro 1 qmm	0,88	0,44	0,29	0,15	0,075	0,044

Berechnung des Pelton-Rades.*)

Wenn der auf eine Radschaufel treffende Wasserstrahl die ihm innewohnende Arbeit mit möglichst geringem Verlust an die Radschaufel abgeben soll, so muß er erstens ohne Stoß eintreten und zweitens während seiner Bewegung längs der Schaufel seine Richtung möglichst umkehren, um sie schließlich mit einer Geschwindigkeit gleich Null in derselben Richtung zu verlassen. Diese für alle Turbinen geltende Regel bedingt, daß die Umfangsgeschwindigkeit des Rades eine halb so große ist, als wie die des eintretenden Wassers. In Wirklichkeit wählt man auf Grund von Ermittelung über die beste Nutzwirkung der Pelton-Räder die Umfangsgeschwindigkeit des Rades gleich 0,46 der des eintretenden Wassers. Gegeben ist in jedem Falle die Druckhöhe des Wassers, welche für den Betrieb des Motors zur Verfügung steht, und damit auch die Geschwindigkeit des Rades. Man kann nun entweder einen bestimmten Durchmesser zu Grunde legen und nach diesem die

---

dann findet sich: $$\sin \delta = \left(\frac{a_1}{a_2}\right) . \sin 2\alpha.$$

Es sei: $$\frac{a_1}{a_2} = 0{,}4,$$ so ist:

$$\sin \delta = 0{,}4 . \sin 40^0 = 0{,}4 . 0{,}643 = 0{,}2572,$$

$$\delta = 14^0\,54'.$$

Setzt man $k = 0{,}9$, so ist:

$$c = k \sqrt{2\,g\,H} = 0{,}9 \sqrt{2 . 9{,}81 . 2} = \mathbf{5{,}67\ m},$$

$$v = \frac{c}{2 . \cos \alpha} = \frac{5{,}67}{2 . \cos 20} = \frac{5{,}67}{2 . 0{,}94} = \mathbf{3\ m}.$$

Jetzt wählt man die Schaufelzahlen i und i_1 des Leit- und Laufrades und zwar:

$$i = 24,$$

$$i_1 = 30,$$

ferner:

$$\frac{a}{R} = 0{,}3,$$

$$\frac{\sigma}{R} = 0{,}01,$$

dann erhält man:

$$R = \sqrt{\frac{Q}{c . \left(\frac{a}{R}\right) . \left(2\pi \sin \alpha - i . \frac{\sigma}{R}\right)}} = \sqrt{\frac{1{,}3}{5{,}67 . 0{,}3 . (2 . 3{,}14 . 0{,}342 - 24 . 0{,}01)}} = \mathbf{0{,}63\ m}.$$

Ferner ist hiermit:

$$a = 0{,}3\ R = 0{,}3 . 0{,}63 = 0{,}189 \sim \mathbf{0{,}19\ m},$$

$$\sigma = 0{,}01\ R = 0{,}01 . 0{,}63 = \mathbf{0{,}006\ m}.$$

Die Tourenzahl der Turbine ergiebt sich aus:

$$n = \frac{60\,v}{2\pi R} = \frac{60 . 3}{2 . 3{,}14 . 0{,}63} \sim \mathbf{53\ Touren}.$$

*) Nach Angaben der Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co. in Höchst a. M.

Umdrehungszahl des Rades bestimmen, oder man kann umgekehrt eine bestimmte Umdrehungszahl annehmen und hernach den Raddurchmesser berechnen. Als Raddurchmesser gilt bei den Becher-Rädern der bereits Abstand der Wasserstrahlachse von der Radachse. Es bleibt dann noch übrig, die lichte Weite der Düse zu bestimmen. Sie ergiebt sich aus der Wassermenge, die in der Sekunde hindurchfließen muß. Nach der Stärke des Wasserstrahles richtet sich dann die Größe der Schaufeln.*)

---

*) Bezeichnet:

c = Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers,

v = Umfangsgeschwindigkeit des Rades,

so ist theoretisch: $c = \sqrt{2gH}$,

in Wirklichkeit: $c = 0{,}95\sqrt{2gH}$.

Wenn:

D = Raddurchmesser,

n = Umdrehungszahl des Rades,

d = Düsendurchmesser,

Q = Wassermenge in der Sekunde,

dann ist: $Q = c\,\frac{\pi}{4}\,d^2$,

$$d = \sqrt{\frac{Q}{c}\,\frac{4}{\pi}} \text{ in Meter.}$$

Beispiel.

Gegeben eine Quelle von 360 Liter per Minute in einer Höhe von 101 m über dem Punkte, wo der Motor aufgestellt werden kann; die Leitung bis zu diesem Punkte sei 400 m lang. Dann wird man der Leitung einen lichten Durchmesser von 0,125 m geben, wobei auf 100 m Länge ein Druckverlust von ca. 0,25 m stattfindet, also auf 400 m 1,0 m Druckverlust; der Wasserdruck unmittelbar vor dem Motor ist alsdann H = 101 — 1 = 100 m = 10 Atmosphären. Die Geschwindigkeit des austretenden Wasserstrahles unter 100 m Druck ist:

$$V = 0{,}95\sqrt{2gH} = 42{,}08 \text{ m}.$$

Dann ergiebt sich bei einer Wassermenge von 360 Liter per Minute = 0,006 cbm in der Sekunde ein Düsendurchmesser von

$$d = \sqrt{\frac{Q}{c}\cdot\frac{4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0{,}006}{42{,}08}\cdot\frac{4}{3{,}14}} = 0{,}0135 \text{ m} = 13{,}5 \text{ mm}.$$

Würde nun die Tourenzahl des Motors nicht passen, z. B. wenn eine Dynamomaschine von 1000 Touren per Minute mit dem Motor direkt zu kuppeln wäre, so ergiebt sich der erforderliche Raddurchmesser des Motors aus:

$$n = \frac{60\,.\,v}{\pi\,.\,D} \text{ oder } D = \frac{60\,.\,v}{\pi\,.\,1000}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit v ist aber nach obigem v = 0,46 . c = 19,38 zu nehmen, demnach wird D = 0,370 m.

Die Wasserſäulen-Maſchinen.

Die Waſſerſäulen-Maſchinen*) ſind Waſſermotoren, welche durch den Druck einer Waſſerſäule auf einen hin- und hergehenden Kolben in langſame Bewegung geſetzt werden. Sie werden vorzugsweiſe, weil ſie ein hohes Gefälle gebrauchen und eine langſame Bewegung haben, in Bergwerken zur Hebung des Grubenwaſſers mittelſt Pumpwerken benutzt. Dabei dient die Kolbenſtange der Waſſerſäulen-Maſchine zugleich auch als Kolbenſtange für die Pumpen, ſodaß die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens der Waſſerſäulen-Maſchine nicht erſt wie bei den Dampfmaſchinen in eine drehende Bewegung umgeſetzt wird, ſondern daß er lediglich durch ſeine hin- und hergehende Bewegung ſeine Arbeit verrichtet. In neuerer Zeit hat man auch kleinere Waſſerſäulen-Maſchinen gebaut, bei denen die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens in die drehende einer Kurbel umgeſetzt wird. Derartige Waſſerſäulen-Maſchinen haben im Kleingewerbe Anwendung gefunden und werden gewöhnlich an die ſtädtiſche Waſſerleitung direkt angeſchloſſen.

Die Waſſerſäulen-Maſchinen mit lediglich hin- und hergehender Bewegung werden darnach unterſchieden, ob ſie einfach wirkende oder doppelt wirkende Maſchinen mit einem Cylinder ſind, oder einfach wirkende Maſchinen mit zwei Cylindern. Im letzteren Falle können ſie als aus zwei einfach wirkenden Cylindern zuſammengeſetzt angeſehen werden.

Bei allen drei Maſchinenarten macht ſich eine Einrichtung erforderlich, welche das Waſſer in den Cylinder bald eintreten, bald aus ihm zurückſtrömen läßt. Dieſe Einrichtung wird als Steuerung der Maſchinen bezeichnet.

Bei einer einfach wirkenden, eincylindriſchen Maſchine wird der Kolben von einer Waſſerſäule, welche von einer Seite auf ihn einwirkt, in

---

*) Nach Grashof, „Theoretiſche Maſchinenlehre III" und Weisbach, „Ingenieur- und Maſchinen-Mechanik II, 2".

Bewegung gesetzt, während die Rückwärtsbewegung durch ein Gewicht veranlaßt wird. Das Wasser, welches den Kolben beim Hingang emporgetrieben hat, wird vom Kolben beim Rückgang aus dem Cylinder hinausgetrieben.

Fig. 271 und 272 zeigen den Vorgang bei einer derartigen Maschine. Das Wasser wird von dem Sammelkasten E aus durch das Einlauf- oder Zuflußrohr Z bei der Stellung, welche die Steuerung S in Fig. 271 einnimmt, in der

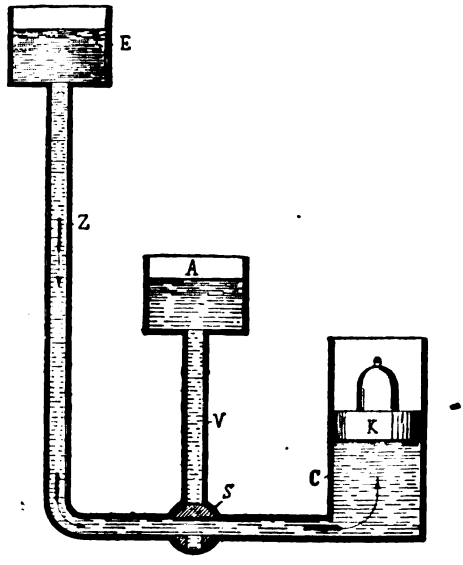


Fig. 271.

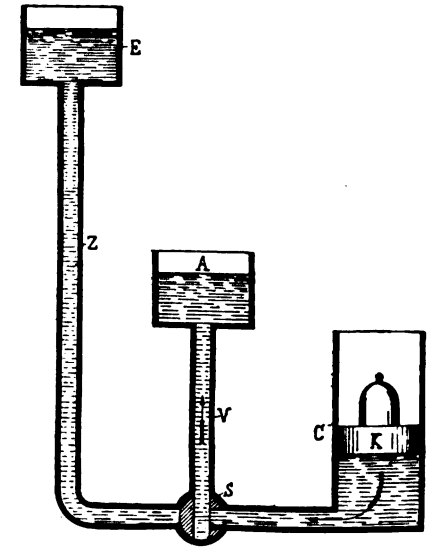


Fig. 272.

Richtung der Pfeile in den Antriebscylinder oder Stiefel C unter den Kolben K gedrückt. Der Kolben wird durch ein Gewicht belastet und gegen die Wirkung dieses Gewichtes angehoben. Nachdem er seine höchste Stellung erreicht hat, wird die Steuerung S umgestellt, sodaß das Zuflußrohr Z von dem Cylinder C abgesperrt und dagegen das Austrage- oder Abflußrohr V, welches nach dem Abflußbehälter A führt, mit dem Cylinder C in Verbindung gesetzt ist, wie Fig. 272 dies zeigt. Nunmehr wirkt das Gewicht des Kolbens K ein und treibt das Wasser in der Pfeilrichtung nach dem Abflußbehälter A.

Das wirksame Gefälle h entspricht also dem Höhenunterschiede von dem Oberwasserspiegel in dem Sammelkasten E und dem in dem Abflußbehälter A.

Bei der doppelt wirkenden eincylindrigen Maschine wirkt dagegen der Druck des Wassers abwechselnd von der einen und der anderen Seite auf den Kolben ein. Der Kolben erhält also von dem unter ihm eintretenden Wasser eine aufsteigende Bewegung. Darauf wird das Wasser über dem Kolben ein-

geleitet und während er zurückgedrängt wird, wird das Wasser hinter dem Kolben aus dem Cylinder herausgedrückt. Dieser Vorgang wiederholt sich nach beiden Seiten des Cylinders hin.

Fig. 273 und 274 geben die Linienzeichnung einer doppelt wirkenden Wassersäulen-Maschine wieder. Bei der Stellung der Steuerung S Fig. 273 wird das Wasser aus dem Zuflußrohr Z in der Richtung der Pfeile dem Treibcylinder C zugeführt und hebt den Kolben K an, dessen Kolbenstange T in Stopfbüchsen-Führung geht. Das Wasser, welches vorher auf der entgegengesetzten Seite

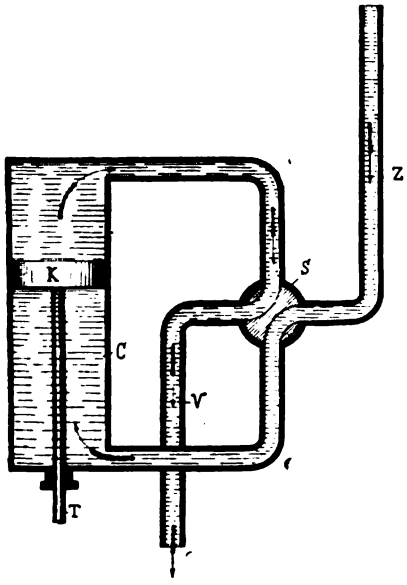


Fig. 273.

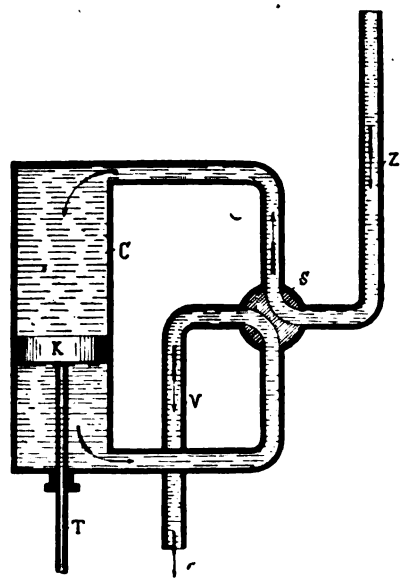


Fig. 274.

gewirkt hatte, wird in der Richtung der Pfeile nach dem Abflußrohr V verdrängt, bis der Kolben seine höchste Stellung erreicht hat. Nunmehr wird die Steuerung S umgestellt und in die Stellung Fig. 274 gebracht. Das Treibwasser gelangt alsdann durch das Zuflußrohr Z in den oberen Theil des Cylinders C und drückt den Kolben nieder, während dieser das unter ihm befindliche Wasser nach dem Abflußrohr V verdrängt.

Die einfach wirkenden zweicylindrigen Maschinen können, wie schon erwähnt, als zwei einfach wirkende eincylindrige Maschinen betrachtet werden, welche mit einander in Verbindung gesetzt sind. Ihre Kolben werden von dem Wasserdruck einseitig emporgetrieben und durch ein Gewicht in ihre Anfangsstellung zurückgedrückt.

Fig. 275 und 276 geben die Linienzeichnung einer derartigen Maschine. Bei der Stellung der Steuerung S — entsprechend Fig. 275 — wird das Wasser durch das Zuflußrohr Z in der Richtung der Pfeile in den Cylinder C_1 geleitet und hebt den Kolben K_1 gegen die Wirkung seiner Gewichtsbelastung empor. Das Wasser, welches vorher in dem Cylinder C_2 treibend gewirkt hat, wird von dem durch Gewicht belasteten Kolben K_2 nach dem Zuflußrohr V verdrängt.

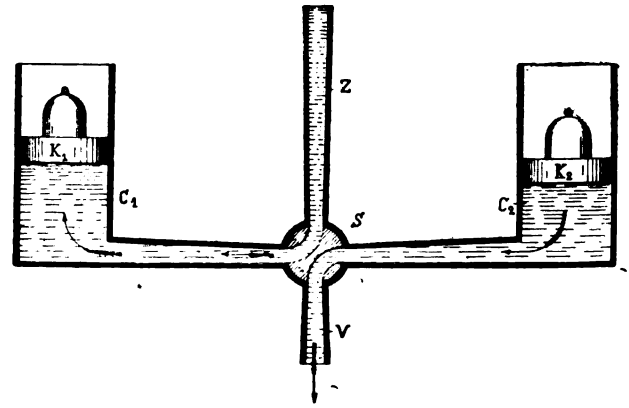


Fig. 275.

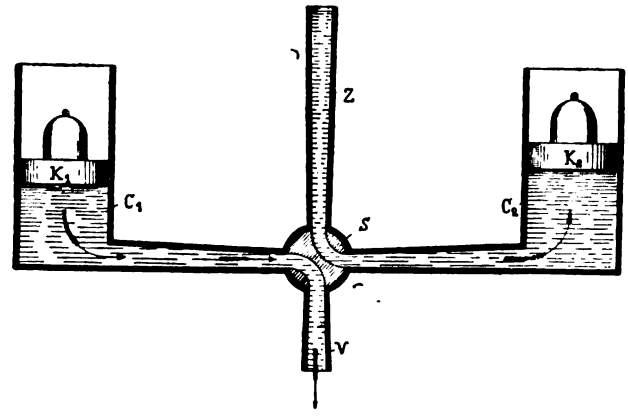


Fig. 276.

Nachdem die Steuerung S in die Stellung Fig. 276 gebracht worden ist, wird das treibende Wasser durch das Zuflußrohr Z in der Richtung der Pfeile in den Cylinder C_2 geleitet und hebt den Kolben K_2 gegen die Wirkung seiner Gewichtsbelastung wieder an. Auf der entgegengesetzten Seite verdrängt das Gewicht des Kolbens K_1 das Wasser aus dem Cylinder C_1 nach dem Abflußrohr V.

Die Steuerung der Wassersäulen-Maschinen ist ein wesentlicher Bestandtheil derselben und hat die besondere Aufgabe, das Antriebswasser abwechselnd zuzulassen und von ihm abzusperren. Wir können dabei eine äußere und eine innere Steuerung unterscheiden. Die äußere Steuerung soll die Verbindung der inneren Steuerung mit der Kolbenstange herstellen und sie von der Bewegung der letzteren abhängig machen, sodaß die innere Steuerung zu einer bestimmten Zeit in Thätigkeit tritt.

Für die innere Steuerung unterscheiden wir die Hahnsteuerung, welche bisher namentlich in Gebrauch war und nur bei älteren Maschinen vorkommt

und die Schieber- und Ventilsteuerung, die bei den neueren Maschinen zur Anwendung kommt.

Die Hahnsteuerung findet sich heute fast gar nicht mehr vor. Die Wirkungsweise der Hahnsteuerung ist aus den Figuren 271 bis 276 ersichtlich. Der zur Verwendung kommende Hahn hat im Allgemeinen das Aussehen eines Stopfbüchsenhahnes und Mehrwegehahnes, wie wir solche in Band I kennen gelernt haben. Der Steuerhahn hat die gewöhnliche Form eines abgestumpften Kegels und ist in sein Gehäuse, an welches die Zufluß- und Abflußleitung angeschlossen ist, gut eingepaßt. Die Hahnwege sind je nach der Art der Wassersäulen-Maschinen, für welche die Hahnsteuerung bestimmt ist, verschieden angeordnet.

Die Kolbensteuerung. Für eine einfach wirkende eincylindrige Maschine stellt die Linienzeichnung Fig. 277 eine Kolbensteuerung ihrem Wesen nach dar. Der Treibcylinder C ist mittelst eines Verbindungsrohres R mit dem Steuercylinder C_1 in Verbindung gesetzt, in welchen oben das Zuflußrohr Z mündet, während unten das Abflußrohr V abzweigt. Der Steuerkolben K_1 ist zwischen der Eintrittsöffnung des Zuleitungsrohres und der Austrittsöffnung des Abflußrohres in dem Steuercylinder C_1 dicht anschließend, aber beweglich eingesetzt. Damit er gegen die Wirkung des Oberwassers leichter angehoben werden kann, ist in einer Verlängerung des Steuercylinders C_1 und auf der gleichen Kolbenstange mit dem Steuerkolben K_1 ein Gegenkolben K_2 vorgesehen. Für diese Entlastung des Steuerkolbens müssen die Durchmesser der beiden Kolben in einem ganz bestimmten Verhältniß zu einander stehen.*)

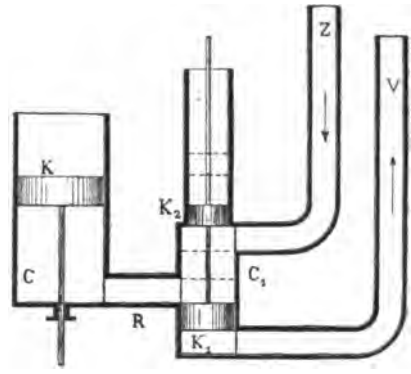


Fig. 277.

Bei der in Fig. 277 dargestellten Lage der Kolben tritt das Betriebswasser über den Steuerkolben hinweg in den Treibcylinder ein. Wird der Steuerkolben K_1 in die punktirte Lage gebracht, so ist das Zuflußrohr Z ab-

---

*) Bedeutet nach Grashof, „Theoretische Maschinenlehre“,

d_1 = Durchmesser des Steuerkolbens,

d_2 = „ „ Gegenkolbens,

h_1 = Höhe des Unterwasserspiegels über der Unterkante des Steuerkolbens,

h_2 = „ „ „ „ „ „ „ Gegenkolbens,

dann ist:

$$\frac{d_2}{d_1} = \sqrt{\frac{h}{h_1}}.$$

gesperrt und das Wasser wird von dem Kolben K_1 nach dem Abflußrohr V verdrängt.

Eine Kolbensteuerung für eine doppelt wirkende eincylindrige Wassersäulen-Maschine ist in der Linienzeichnung Fig. 278 ihrem Wesen nach wiedergegeben. Das Verbindungsrohr R_1 führt nach dem oberen Ende des Treibcylinders, das Verbindungsrohr R_2 nach dem unteren. In dem Steuerungscylinder C_1 sind die beiden Steuerungskolben K_1 und K_2 an gemeinschaftlicher Kolbenstange beweglich. Das Zuflußrohr Z für das Betriebswasser schließt in der Mitte von dessen Länge an den Steuercylinder an, während von dem oberen und unteren Ende desselben die Abflußleitung abzweigt. Bei der gezeichneten Stellung der Steuerkolben wird das Betriebswasser durch das Zuflußrohr Z zwischen den beiden Steuerkolben K_1 und K_2, von denen jeder zugleich auch der Gegenkolben des anderen ist, in das Verbindungsrohr R_1 nach dem oberen Theile des Treibcylinders eingeführt, während das benutzte Wasser aus dem unteren Theile des Treibcylinders durch das Verbindungsrohr R_2 unter dem Kolben K_2 hinweg nach dem Abflußrohr V fortfließt. Wird der Steuerungskolben K_1 und K_2 in die punktirte Stellung gebracht, dann wird das Betriebswasser durch das untere Verbindungsrohr R_2 an den unteren Theil des Treibcylinders C_1 angeschlossen.

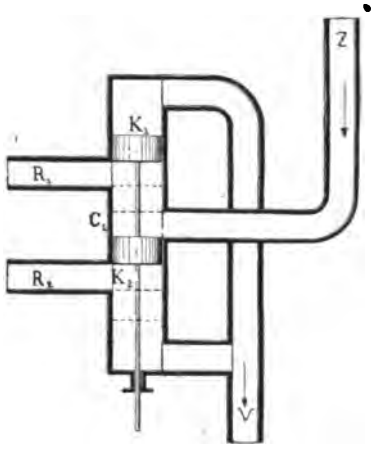


Fig. 278.

Bei der Kolbensteuerung ist darauf zu achten, daß die Steuerkolben das Verbindungsrohr nach dem Treibcylinder nicht plötzlich absperren, weil durch die plötzliche Absperrung des Wasserstromes starke Stöße in der Maschine auftreten können, welche oft Beschädigungen zur Folge haben. Aus diesem Grunde giebt man dem Steuerkolben eine langsame Bewegung und versieht ihn an seinem Ende mit nach der Kolbenstange hin konisch zulaufenden Ansätzen. Bewegt sich der Kolben mit seinen konischen Ansätzen an dem Verbindungsrohr vorbei, so verengt er allmählich den Querschnitt für das ein- und ausfließende Wasser. Trotz dieser Vorsichtsmaßregel kann es sein, daß gegen Ende des Zuflusses der Betriebscylinder vorzeitig abgeschlossen wird und daß dadurch ein leerer Raum, wenn auch von geringer Größe, am Treibcylinder entsteht, dessen spätere Wiederausfüllung einen Stoß zur Folge haben müßte. Solche Stöße lassen sich nur dadurch verhindern, daß das Verbindungsrohr nach dem Treibcylinder durch eine besondere Rohrleitung, welche den Steuercylinder umgeht, direkt, und zwar mit dem Zuflußrohr sowohl, als auch mit dem Abflußrohr in Verbindung gesetzt wird. Diese Rohrverbindung muß mit einem Rückschlagventil gegen die Abflußleitung und mit einem Ventil, welches gegen die Zuflußleitung [illegible] versehen sein.

Zu demselben Zwecke kann auch an das Verbindungsrohr für den Treibcylinder ein Windkessel angeschlossen werden, welcher gegen Ende des Wasserzuflusses durch die eingepreßte Luft Wasser hergiebt, zu Ende des Ausflusses aber das Wasser wieder aufnimmt.

Die Schiebersteuerung für Wassersäulen-Maschinen entspricht der Schiebersteuerung bei Dampfmaschinen. Schieber dieser Art sind Band I, Seite 756 ff. besprochen.

Bei der Ventilsteuerung kommen zwei Ventile zur Anwendung, welche seitlich vom Arbeitscylinder, jedes in einem besonderen Gehäuse, untergebracht ist. Während beim Ausgang des Kolbens das eine Ventil geöffnet wird, damit das Wasser in den Treibcylinder einströmen kann, ist das andere Ventil geschlossen. Beim Niedergang des Kolbens wird das zweite Ventil geöffnet, um das Wasser ausströmen zu lassen, während das erste Ventil geschlossen wird. Auf jeder der Ventilstangen wird ein Gegenkolben angebracht, der zur Entlastung des Ventiles dient. Durch die Anordnung solcher Gegenkolben läßt sich die zur Bewegung der Ventile erforderliche Kraft beliebig verringern.

Sicherung der Steuerungswirkung. Da das Wasser eine träge Masse ist, welche nicht wie Dampf oder Gase leicht zusammengedrückt werden kann, so bedarf es eines Hilfsventiles, sei es, um die Bewegung des Steuerungsorganes zu vollenden, die durch die Wirkung des Treibkolbens am Ende des Hubes eingeleitet worden ist, sei es, um es zu ermöglichen, daß der Treibcylinder auch die letzte, kleine Strecke seines Hubes zurücklegt.

Bei den Wassersäulen-Maschinen, welche lediglich eine hin- und hergehende Bewegung haben, muß die Umsteuerung, welche durch die Treibkolbenstange eingeleitet wird, beendet werden, während der Treibkolben seine Endstellung erreicht hat; dazu dient entweder eine Gewichtssteuerung oder Federsteuerung oder der Wasserdruck einer Hilfs-Wassersäulen-Maschine.

Die Gewichts- oder Federsteuerung ist besonders in Verbindung mit Steuerventilen geeignet. Bei der Gewichtssteuerung wird von der Kolbenstange des Treibkolbens bei ihrem Aufgang ein Gewicht mitgenommen, welches sie in dem Augenblicke fallen läßt, wenn sie zur Ruhe kommt. Ebenso arbeitet die Federsteuerung, bei welcher die Treibkolbenstange eine Feder spannt und am Ende ihrer Bewegung wieder freigiebt. Die Kraft des angehobenen Gewichtes oder die der freigegebenen Feder wird zur Sicherung der Steuerwirkung benutzt.

Die Hilfs-Wassersäulen-Maschine kommt nur bei der Kolbensteuerung vor. Ihr Treibkolben wird als Hilfskolben bezeichnet, und es muß ihre Umsteuerung von der Treibkolbenstange der Hauptmaschine vollendet sein, wenn deren Kolben am Ende seines Hubes angelangt ist. Bei neueren Maschinen ist der Hilfskolben mit dem Steuer- und Gegenkolben der Hauptmaschine in dem Steuercylinder vereinigt, der alsdann zugleich die Hilfs-Wassersäulen-Maschinen ersetzt. Dieses Drei-Kolbensteuer-System kann auch als Zwei-Steuerkolben-

System ausgebildet werden, wenn der Gegenkolben der Hauptsteuerung als Hilfskolben benutzt wird.

Fig. 279 zeigt eine solche Zwei-Kolbensteuerung, welche durch das Verbindungsrohr R dem Treibcylinder angeschlossen werden kann. Das Zuführungsrohr Z mündet im unteren Theile des Steuercylinders C_1 ein. Das Abflußrohr V in der Mitte desselben zwischen dem Steuerkolben K_1 und dem Gegenkolben K_2, welcher zugleich als Hilfskolben dient. Hinter letzterem schließt ein engeres Rohr r an, das je nach der Stellung der Hilfssteuerung den Steuercylinder entweder mit dem Zuflußrohr Z oder dem Abflußrohr V in Verbindung setzt. Je nachdem nun der Steuerungskolben K_1 sich über oder unter dem Verbindungsrohr R befindet, fließt das Betriebswasser aus dem Zuleitungsrohr Z nach dem Treibcylinder oder aus diesem nach dem Leitungsrohr V. Zu dieser Bewegung des Steuercylinders wird die Verbindung des Rohres r entweder mit dem Abflußrohr V oder mit dem Zuflußrohr Z hergestellt. Es geschieht dies gegen Ende jedes Hubes des Treibkolbens durch Vermittelung eines Knaggens an der Treibkolbenstange.

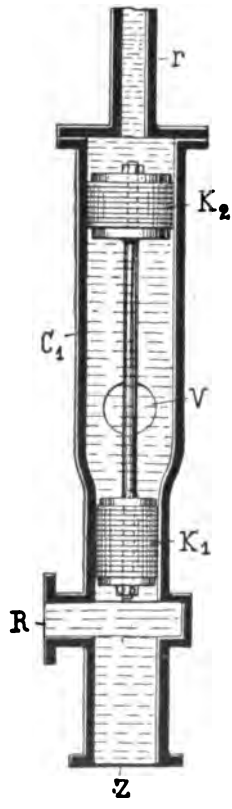


Fig. 279.

Bei den Maschinen, welche außer der hin- und hergehenden zugleich eine kreisende Bewegung machen, kann die Steuerungswirkung durch die lebendige Kraft eines Schwungrades gesichert werden. Dieses nimmt, während der Treibkolben vom Wasser bewegt wird, so viel lebendige Kraft auf, daß es, wenn das Betriebswasser vorzeitig abgesperrt wird, den Kolben zur Vollendung seines Hubes zu zwingen, im Stande ist. Für diesen Fall muß aber noch eine besondere Einrichtung getroffen werden, weil bei den doppelt wirkenden Maschinen, für welche die Hilfssteuerung in Frage kommt, sowohl vor als hinter dem Treibkolben Wasser sich befindet. Man benutzt deshalb, wie schon besprochen, eine Nebenrohrleitung mit Rückschlagventilen und verbindet durch sie den Treibcylinder unter Umgehung des Steuercylinders mit dem Zuflußrohr sowohl, als auch mit dem Abflußrohr, sodaß gegen Ende des Kolbenhubes für die Zuflußseite Wasser aus der Abflußleitung in den Treibcylinder und für die Abflußseite Wasser aus dem Treibcylinder in die Zuflußleitung zurücktreten kann. Man bezeichnet das erstere Ventil, welches sich nach innen öffnet, als Saugventil, das letztere, welches sich nach außen öffnet, als Druckventil. Bei doppelt wirkenden Steuerungen sind diese Nebenleitungen mit ihren Rückschlagventilen auch doppelt anzuord

In Fig. 280 und 281 ist eine Schiebersteuerung dieser Art in zwei Stellungen wiedergegeben. Durch Vermittelung des Schiebers B wird das Wasser aus der Zuflußleitung durch die Verbindungsrohre R_1 oder R_2 dem Treibcylinder C zugeführt, während das abfließende Wasser unterhalb des Schiebers dem Abflußrohr V zuströmt. Sowohl das Zuflußrohr Z, als das Abflußrohr V sind durch Nebenleitungen z_1 und v_1, bezw. z_2 und v_2 an die Verbindungsrohre R_1, bezw. R_2 angeschlossen. Dort, wo die Nebenleitungen z_1 und v_1, bezw. z_2 und v_2 zusammentreffen, ist die Leitung zur Aufnahme zweier Absperrventile Z_1 und V_1, bezw. Z_2 und V_2 erweitert. Beide Ventile öffnen sich gegen die Zuleitung hin.

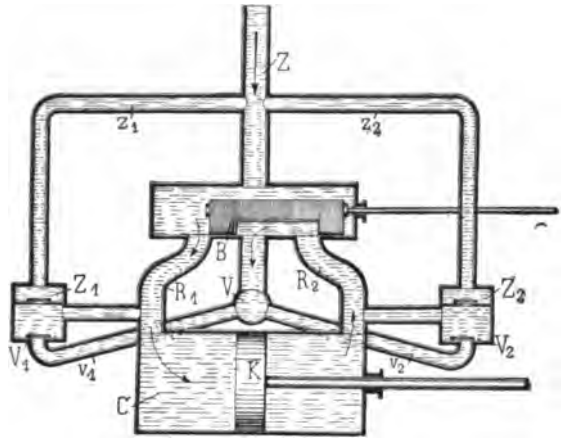


Fig. 280.

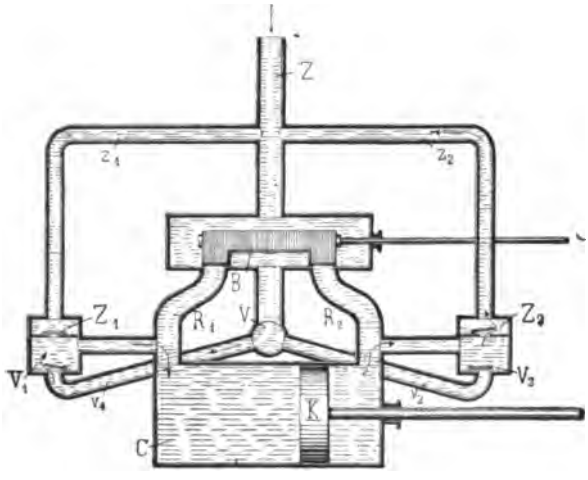


Fig. 281.

Während des Vorwärtsganges des Treibkolbens — entsprechend Fig. 280 — sind diese Ventile geschlossen, und das Wasser nimmt den durch die Pfeile angedeuteten Verlauf. Wenn nun der Treibkolben K gegen Ende des Hubes gehemmt wird — entsprechend der Stellung Fig. 281 —, so öffnet sich in dem Augenblick das Ventil V_1 und läßt Wasser von dem Ausflußrohre V durch die Nebenleitung v_1 — wie durch Pfeile angedeutet ist — in den Cylinder C hinter den Kolben zurückströmen, bis dieser am Ende des Hubes angekommen ist. Zugleich wird der Kolben mit Beendigung seines Hubes den Rest des Wassers, welches er abzudrücken hat, durch das Ventil Z_2 und die Nebenleitung z_2 in das Zuflußrohr Z zurückdrängen.

Regulirung des Ganges der Wassersäulen-Maschinen. Wenn mit der hin- und hergehenden Bewegung des Treibkolbens ein Pumpengestänge auf- und niederbewegt wird, so pflegt beim Aufgang eine wesentliche Vergrößerung des Widerstandes durch das Gewicht des Gestänges einzutreten. Es würde also

für eine doppelt wirkende Maschine für jeden Hub eine verschieden große Triebkraft nothwendig werden. Aber auch bei der einfach wirkenden Maschine werden die einseitig wirkenden Massen durch ein Gegengewicht ausgeglichen werden müssen. Zu der Regulierung dieser ungleichen Einwirkung bedient man sich eines Balanciers, und zwar entweder eines mechanischen oder hydraulischen — d. h. eines durch Wasserdruck wirkenden — Balanciers.

Der mechanische Balancier besteht aus einem um seine Achse schwingenden zweiarmigen Hebel. An einem Arme desselben greift das Pumpengestänge an, der andere trägt die Gegengewichte.

Ein hydraulischer Balancier wird dadurch gebildet, daß der Steuercylinder der Wassersäulen-Maschinen so viel höher angeordnet wird, als der Treibcylinder, sodaß das Wasser beim Niedergehen des Treibkolbens einen hinreichenden Gegendruck in der hierbei ansteigenden Wassersäule findet, welche nach der Abflußleitung führt. Der Niedergang des Kolbens kann dadurch so verzögert werden, daß den Gestängemassen das Gleichgewicht gehalten wird.

Der Wirkungsgrad der Wassersäulen-Maschinen. Nach Weisbach*) sind erschöpfende Versuche über die Leistungen der Wassersäulen-Maschinen bisher nicht angestellt worden. Die gemachten Versuche erstrecken sich nur auf die Ermittelung der Leistung von Pumpwerks-Anlagen für Bergwerke und deshalb auf die Gesammtleistung von Wassermotor und Pumpen. Da aber über die Leistung der Pumpen selbst hinreichend sichere Beobachtungen nicht bekannt sind, so läßt sich aus der Gesammtbeobachtung der Wirkungsgrad der Wassersäulen-Maschinen nicht mit Sicherheit ableiten. Nimmt man aber an, daß der Wirkungsgrad, sowohl der der Wassersäulen-Maschinen, als der der Pumpen in einem bestimmten Verhältniß zu einander stehen, so kann man leicht den Wirkungsgrad der Wassersäulen-Maschinen annähernd bestimmen. Da beide Maschinen ihrer Construction und Bewegungsweise nach einander sehr ähnlich sind, so kann man ohne Weiteres annehmen, daß der gesammte Arbeitsverlust zur Hälfte der Wassersäulen-Maschine und zur Hälfte der Pumpe zukommt.

Arten von Wassersäulen-Maschinen.

Die ersten Wassersäulen-Maschinen wurden am Anfang dieses Jahrhunderts vom Ingenieur Georg von Reichenbach gebaut und zwar als doppelt wirkende Maschinen für die Soolenleitung von Traunstein nach Rosenheim im Salzkammergut. Als bedeutendste ist aber die im Jahre 1817 von ihm gebaute, einfach wirkende Wassersäulen-Maschine zu bezeichnen, die in Illsank zur Soolenleitung von Reichenhall nach Berchtesgaden aufgestellt wurde, um die Soole

*) Nach Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2", ist der Wirkungsgrad der Wassersäulen-Maschine:

$$\eta = \frac{1}{2}(1 + \eta_1),$$

wenn η_1 den Wirkungsgrad der ganzen Maschine bezeichnet.

auf einmal über 1200 Fuß anzuheben. Es zeichnet sich die einfach wirkende Wassersäulen-Maschine von Reichenhall besonders dadurch aus:

1. daß die Hauptsteuerung nur aus Kolben besteht und daß die Vorsteuerung bei den älteren Maschinen durch Hähne, bei den neueren durch Kolben erfolgt;

2. daß die Kraftübertragung auf die Pumpen ohne jeden Zwischenhebel direkt geschieht;

3. daß stets nur eine Pumpe — auch zur Bewältigung der höchsten Druckhöhen — zur Anwendung kommt.

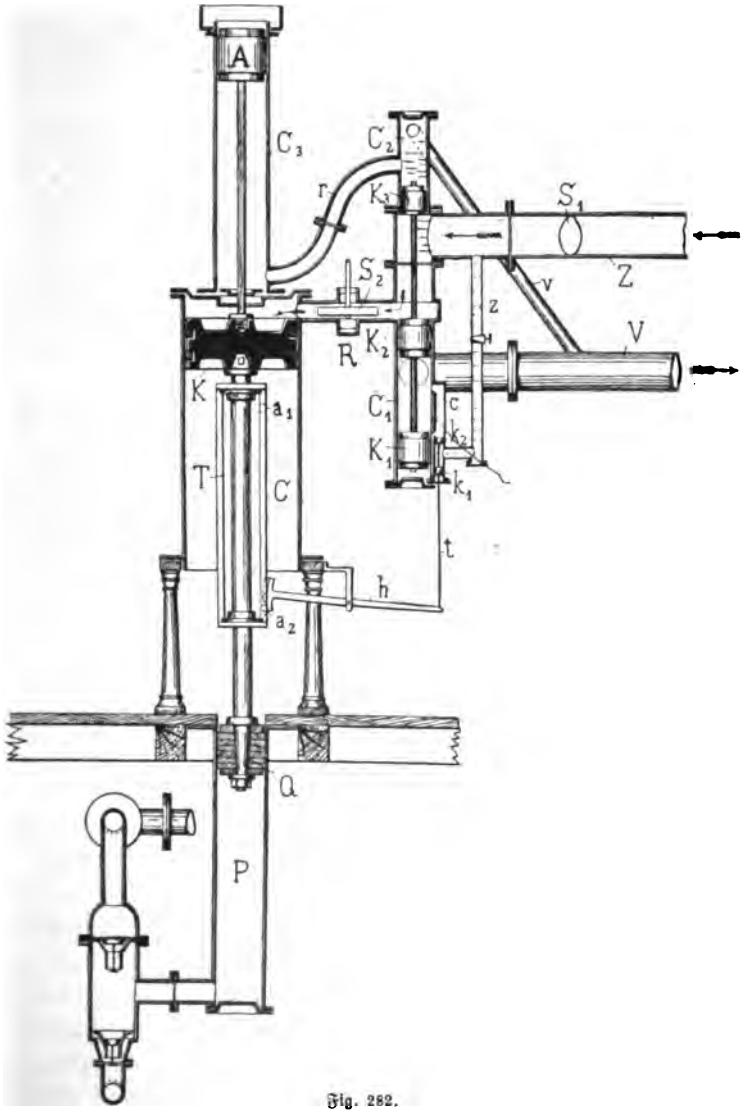


Fig. 282.

Eine Reichenbach'sche Wassersäulen-Maschine ist durch Fig. 282 wiedergegeben. Der Treibcylinder C ist — mit der Oeffnungsseite nach unten — auf einer

Anzahl Säulen aufgestellt. Das Aufschlagwasser wird ihm durch das Zuflußrohr Z, welches oben in den Steuercylinder C_1 mündet, und durch das Verbindungsrohr R oberhalb des Treibkolbens zugeführt. An dem unteren Ende der Kolbenstange des letzteren ist der Pumpenkolben Q angebracht, welcher in dem Pumpencylinder P arbeitet. Oberhalb des Treibcylinders ist der Aufzugcylinder C_3 aufgestellt, in welchem der Kolben A sich bewegt, dessen Kolbenstange an dem Treibkolben K angehängt ist. Mit letzterem machen also der Pumpenkolben Q und der Kolben A gleichzeitig auf- und niedergehende Bewegungen. Der Aufzugcylinder hat den Zweck, das niedergegangene Kolbensystem mit dem ganzen Kolbengestänge wieder anzuheben und die Pumpe zum Ansaugen zu veranlassen. Die Hauptarbeit wird indessen beim Niedergange des Treibkolbens verrichtet, durch welchen das angesaugte Wasserquantum hochgedrückt werden soll.

Die Hauptsteuerung ist eine Kolbensteuerung, die aus drei Kolben K_1, K_2, K_3 besteht, welche auf gemeinschaftlicher Kolbenstange sitzen. Von diesen Kolben bewegen sich K_1 und K_2 in dem Steuercylinder C_1 und Kolben K_3 in dem auf diesem aufgesetzten Cylinder C_3 von etwas kleinerem Durchmesser. Um dieses Drei-Kolbensystem zum Auf- und Niedergang zu veranlassen, muß das Aufschlagwasser abwechselnd unter den Kolben K_1 geleitet und von dort wieder abgeführt werden können. Dazu dient eine Vorsteuerung, welche unmittelbar an den Steuercylinder C_1 ansetzt.

In Fig. 283 ist diese Vorsteuerung in größerem Maaßstabe wiedergegeben. In einem an den Steuercylinder C_1 angegossenen kleinen Cylinder c sind zwei Kolben k_1 und k_2 von einer gemeinschaftlichen Kolbenstange auf- und niederzuführen. Durch einen Kanal e f in der Cylinderwandung wird eine Verbindung zwischen dem kleinen Steuercylinder der Vorsteuerung und dem unteren Ende des Hauptsteuercylinders C_1 hergestellt. Außer dieser Verbindung, die unter dem Kolben K_1 mündet, ist oberhalb desselben durch den Kanal g eine zweite Verbindung zwischen beiden Steuercylindern hergestellt. Die Kolben der Vorsteuerung sind mechanisch dadurch zu bewegen, daß ihre Kolbenstange an einem Ende des zweiarmigen Hebels h — Fig. 282 — angehängt ist, dessen anderes Ende durch die Bewegung des Treibkolbens der Maschine gesteuert wird. Die Kolbenstange T des letzteren hat zu diesem Zwecke zwei Anschläge a_1 und a_2, welche, kurz bevor der Treibkolben seine Endstellung erreicht hat, den Hebel h umlegen und damit die Vorsteuerung verstellen.

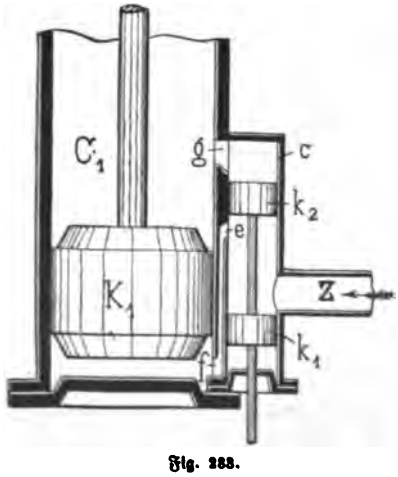


Fig. 283.

Bei der Stellung der Vorsteuerung, wie sie in Fig. 282 gezeichnet ist, kann das Aufschlagw[illegible]em Zuflußrohr Z durch die Nebenleitung z wohl

zwiſchen die beiden kleinen Kolben k_1 und k_2 der Vorſteuerung eintreten, von dort aber nicht weiter gelangen. Das Aufſchlagwaſſer wirkt alſo bei dieſer Stellung der Steuerungen auf den Treibkolben von oben — indem es zwiſchen den Steuerkolben K_2 und K_3 durch den oberen Theil des Steuercylinders und durch das Verbindungsrohr R nach dem Treibcylinder hindurchſtrömt — auf den Treibkolben K ein. Während der Treibkolben von dem Aufſchlagwaſſer heruntergedrückt wird, geht auch der Kolben A in dem Aufzugcylinder C_3 nieder und drückt das Waſſer, welches ihn vorher angehoben hatte, durch das Verbindungsrohr r in den Steuercylinder C_2 und durch die Nebenleitung v in das Abflußrohr V hinein.

Iſt der Treibkolben in der Nähe ſeiner tiefſten Stellung angekommen, ſo wird durch den Anſchlag a_1 der Steuerhebel h der Vorſteuerung umgeſtellt und die Kolben k_1 und k_2 derſelben in die Stellung Fig. 283 gebracht. Nunmehr wird das Aufſchlagwaſſer, welches durch die Nebenleitung z zuſtrömt, in den Kanal e f eintreten und unter den Steuerkolben K_1 gelangen können. Das Drei-Kolbenſyſtem wird aber dadurch angehoben, bis die Kolben die Stellung einnehmen, bei welcher der Kolben k_2 vor dem Verbindungsrohr R ſteht. Dann iſt das Aufſchlagwaſſer von dem Verbindungsrohr R abgeſperrt und gelangt zwiſchen den Kolben K_2 und K_3 und dem Verbindungsrohr r hindurch in den Aufzugcylinder C_3. Es wirkt nunmehr anhebend auf den Kolben A ein, der den Treibkolben K wieder hoch zieht. Zugleich wird das Waſſer, welches vorher auf letzteres eingewirkt hatte, durch das Verbindungsrohr R hindurch zwiſchen den Kolben K_1 und K_2 in das Abflußrohr V gelangen können.

Der Treibkolben iſt in eigenthümlicher Weiſe gegliedert. In zwei über einander angebrachten Nuthen des Kolbens ſind Lederſtreifen eingelegt, hinter welche durch kleine Kanäle Druckwaſſer geleitet wird. Dadurch werden die Lederſtreifen feſt gegen den Umfang des Treibcylinders gepreßt.

Es ſei noch erwähnt, daß die Geſchwindigkeit der Maſchinen durch Sperrſcheiben geregelt werden kann, von denen eine S_1 in dem Zuflußrohr Z, die andere S_2 in dem Verbindungsrohr R zwiſchen Steuercylinder und Treibcylinder drehbar angeordnet ſind. Sperren dieſe Scheiben den Zufluß oder den Abfluß des Waſſers theilweiſe ab, ſo muß ſich auch die Geſchwindigkeit des zufließenden oder des abfließenden Waſſers verringern und damit die auf- und niedergehende Bewegung des Treibkolbens verlangſamen.

Eine ſehr vollkommene eincylinderige Waſſerſäulen-Maſchine iſt die zu Huelgoat in der Bretagne aufgeſtellte, wie ſie Fig. 284 wiedergiebt. Bei ihr verrichtet der Treibkolben nur während ſeines Aufganges im Treibcylinder Arbeit. In dem Hauptſteuer-Cylinder C_1 bewegen ſich an gemeinſchaftlicher Kolbenſtange die Steuerkolben K_1 und K_2. Sie werden in ihre tiefſte Stellung gedrückt, wenn das Aufſchlagwaſſer durch die Vorſteuerung hinter den Kolben K_2 gebracht wird. Damit in dieſem Falle für den Zweck der Steuerung nicht zu viel Waſſer verbraucht wird, iſt auf dem Kolben K_2 ein cylindriſcher Körper J aufgeſetzt, welcher in Stopfbüchſenführung des Steuer-

cylinders C_1 geht. Die wirksame obere Kolbenfläche ist demnach für den Kolben K_2 eine Ringfläche. Das Aufschlagwasser wird dem Steuercylinder C_1

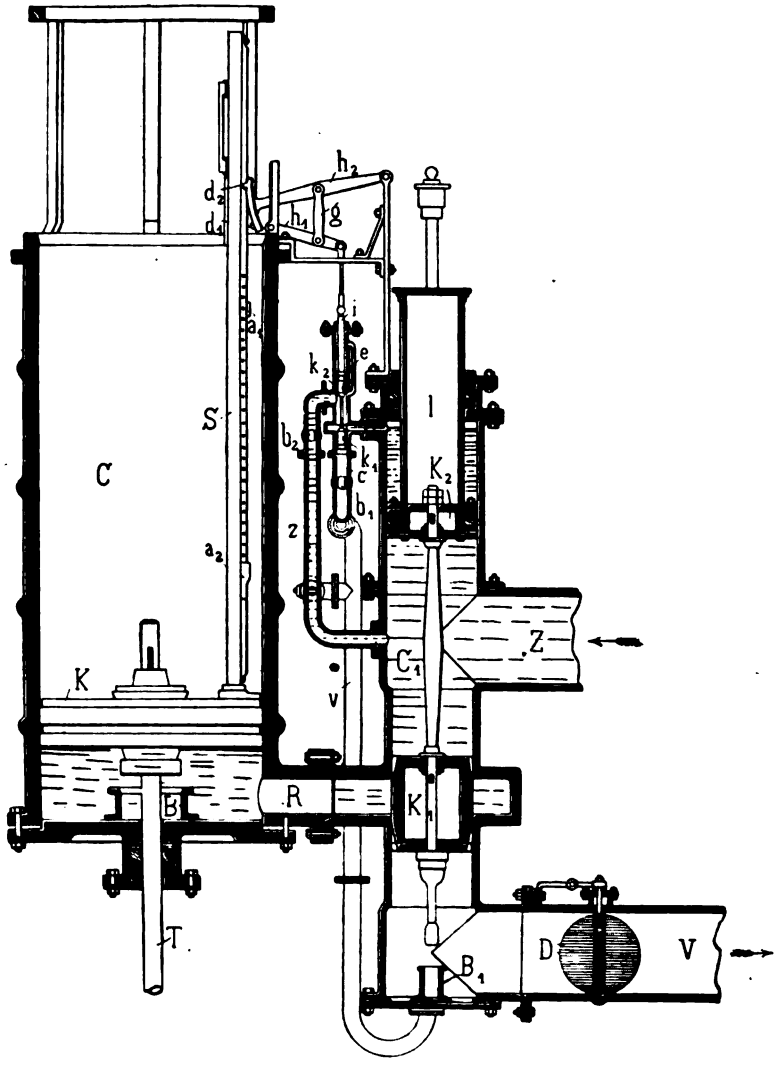


Fig. 284.

zwischen den beiden Kolben K_1 und K_2 durch das Zuflußrohr Z zugeführt, während das Abflußrohr V unterhalb des Kolbens K_1 an den Steuerungscylinder ansetzt.

Fig. 285 zeigt die Vorsteuerung in größerem Maaßstabe. Sie ist genau der Hauptsteuerung entsprechend gebaut. In dem Steuercylinder c gehen an gemeinschaftlicher Kolbenstange die kleinen Steuerkolben k_1 und k_2. Die Zuflußleitung z schließt zwischen beiden Kolben in der Mitte des Cylinders an, während die Abflußleitung v in der unteren Verlängerung des Cylinders liegt. Die Menge des zutretenden Wassers kann für beide Leitungen durch die Zwischenhähne b_1 und b_2 geregelt werden.

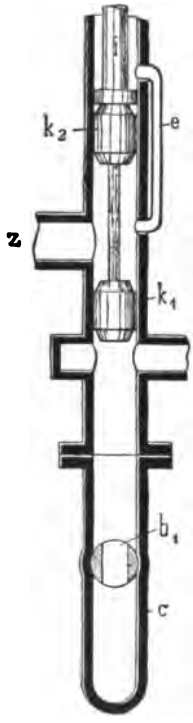


Fig. 285.

Um das zufließende Wasser über den Kolben k_2 bringen zu können, ist ein Verbindungskanal e an dem Cylinder c vorgesehen, welcher den Raum unter dem Kolben k_2 mit dem Raume über demselben verbindet. Zur Bewegung der Vorsteuerkolben ist die Kolbenstange in Stopfbüchsenführung durch den Cylinderdeckel hindurchgeführt. Sie ist so stark, daß auch der kleine Vorsteuerungskolben k_2 nur eine schmale, ringförmige Fläche dem Druckwasser bietet.

Die Kolbenstange i ist an dem einarmigen Hebel h_1 aufgehängt und dieser mittelst eines Gelenkes g an einem Hebel h_2. Die Umstellung der Vorsteuerkolben geschieht von der Stange S — Fig. 284 — aus, die auf dem Treibkolben K aufgesetzt ist, durch Vermittelung der verstellbaren Anschläge a_1 und a_2. Beim Aufgang des Treibkolbens trifft gegen Ende des Hubes der Anschlag a_2 auf den Daumen d_2 des Hebelarmes h_2 und hebt diesen sowohl, als auch durch Vermittelung des Hebelarmes h_1 die Vorsteuerkolben an, sodaß sie in die — in Fig. 285 gezeichnete — Stellung kommen. Umgekehrt wird beim Rückgange des Treibkolbens gegen Ende seines Hubes der Anschlag a_1 gegen den Daumen d_1 an den Hebel h_2 treffen und diesen mit dem Steuerkolben zurückbewegen und in die Stellung Fig. 284 bringen. Bei der in Fig. 284 gezeichneten Stellung der Vorsteuerung strömt das Aufschlagwasser durch die Nebenleitung z und zwischen den Kolben k_1 und k_2 hindurch in den Steuercylinder C_1 oberhalb des Kolbens K_2 ein und wirkt auf dessen ringförmige Fläche, wodurch die Steuerkolben in die tiefste Stellung gebracht werden. In dieser Stellung hat der Kolben K_1 das Verbindungsrohr R nach dem Treibcylinder freigelegt, und das Aufschlagwasser strömt unter den Treibkolben K und hebt diesen an.

Nach der Umsteuerung der Vorsteuerkolben K_1 und K_2 in ihrer höchsten Stellung gelangt das Wasser oberhalb des Kolbens K_2 durch den Vorsteuercylinder c und die Nebenleitung v hindurch nach dem Abflußrohr V. Bei der höchsten Stellung der Vorsteuerkolben ist auch die untere Kante des Kolbens K_1 bis über das Verbindungsrohr R gelangt und das verbrauchte Wasser wird von dem niedergehenden Treibkolben in das Abflußrohr V gedrängt. Eine Drosselklappe D in der Abflußleitung V ermöglicht eine Regelung der ausfließenden Wassermenge und damit auch der Geschwindigkeit des niedergehenden Treibkolbens.

Um das Aufſchlagen des Treibkolbens K ſowohl, als des Steuerkolbens K_1 auf dem Boden der Cylinder zu verhüten, tauchen ſie mit einem cylindriſchen Anſatz in kleine Becher B, bezw. B_1 ein, die ſich am Boden des Cylinders befinden und dort ſtets mit Waſſer ſich füllen.

Eine zweicylindrige Waſſerſäulen-Maſchine, wie ſie auf Alte Mordgrube bei Freiberg aufgeſtellt iſt, veranſchaulicht Fig. 286. In den beiden Treibcylindern C_1 und C_2 gehen an einem Holzgeſtänge der Treibkolben K_1 und K_2.

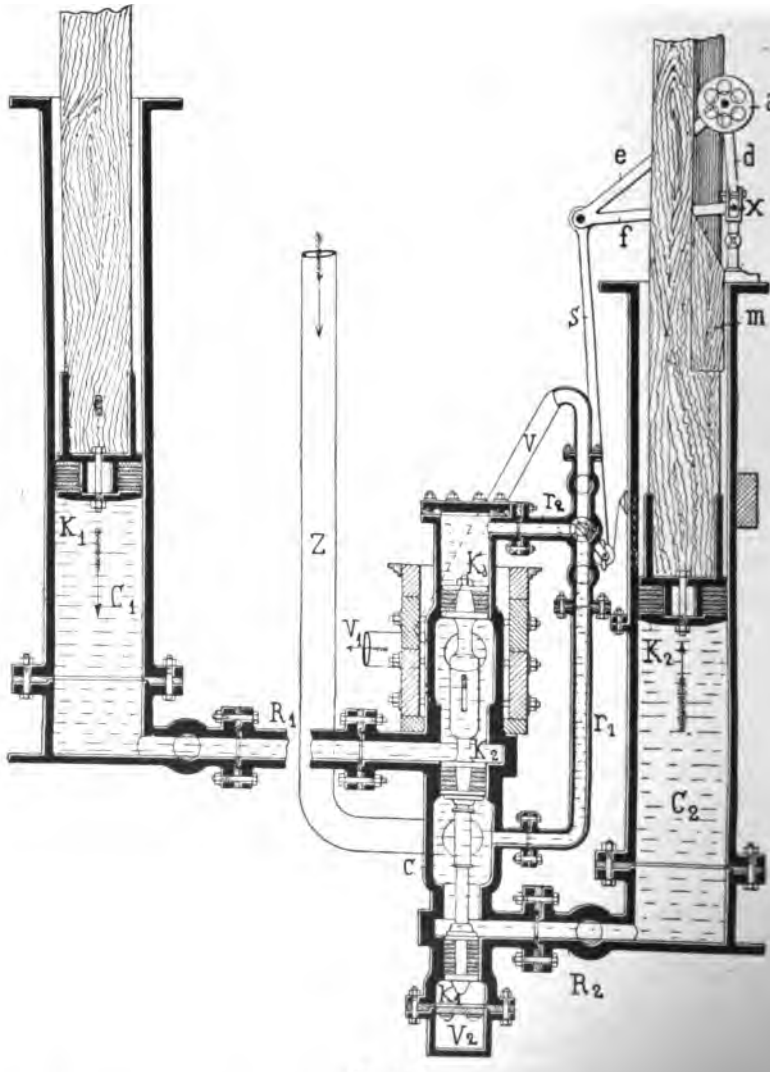


Fig. 286.

Die beiden Kolbenſtangen ſind an einem gleicharmigen Doppelhebel, einem ſogenannten Balancier — wie ſolcher Band I, Seite 839 beſprochen wurde — aufgehängt, ſodaß der Aufgang eines der beiden Kolben den Niedergang des

anderen zur Folge hat. In dem Haupt-Steuercylinder c gehen als Steuerorgane die drei Kolben k_1, k_2, k_3 an gemeinschaftlicher Kolbenstange. Der Kolben k_3 dient als Wendekolben, um das Kolbensystem in die tiefste Stellung zu drücken, sobald ihm von der Vorsteuerung Aufschlagwasser zugeführt wird.

Die Vorsteuerung, welche in Fig. 287 in Ansicht und Fig. 288 im Schnitt dargestellt ist, erfolgt durch einen doppeltgebohrten Hahn h, der in der gezeichneten Stellung die Verbindung zwischen dem unteren Theile des Cylinders c — wo das Aufschlagwasser zugeleitet wird — durch das Verbindungsrohr r_1 und dem oberen

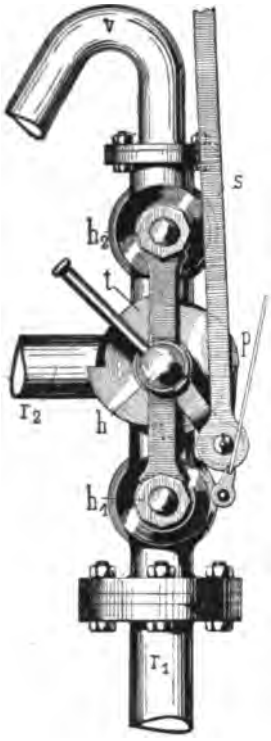


Fig. 287.

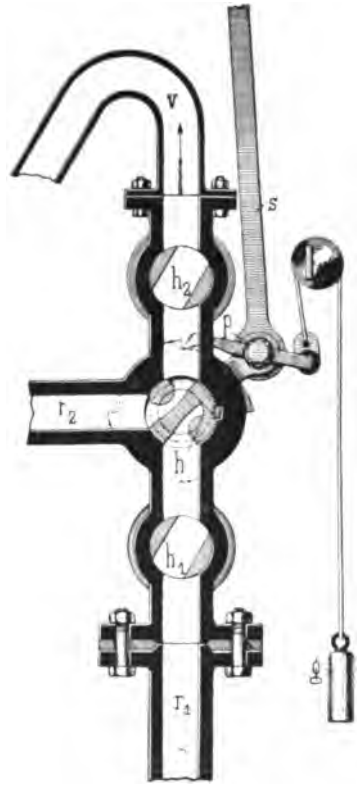


Fig. 288.

Theil desselben durch das Verbindungsrohr r_2 herstellt. Wird der Hahn um 90° umgestellt, so wird die Verbindung zwischen den Rohren r_1 und r_2 aufgehoben, aber die Verbindung von r_2 mit der Abflußleitung v hergestellt. Die Umstellung geschieht mittelst der Zugstange s, welche einen Sperrkegel p trägt und durch ihn mit einem Sperrrad t in Eingriff steht, das auf der Achse des Hahnes sich befindet. Durch ein Gegengewicht g wird der Eingriff der Sperrklinke p gesichert. Beim Niedergange der Zugstange s kommt der Sperrkegel p mit dem nächstfolgenden Zahne in Eingriff, wie Fig. 287 dies zeigt, während er beim Aufgange der Zugstange s das Sperrrad t um 90° vorwärts dreht, wobei er in die Stellung, entsprechend Fig. 288 gelangt. Zur Bremsung des durchfließenden Wassers sind

oberhalb und unterhalb des Steuerhahnes h Absperrhähne h_1 und h_2 in die Leitung eingeschaltet, welche mehr oder weniger zugestellt werden können.

Bei der Stellung des Vorsteuerhahnes h, wie Fig. 286 sie zeigt, strömt das Aufschlagwasser durch das Zuleitungsrohr Z zu den beiden Steuerkolben k_1 und k_2 in den Steuercylinder c ein und durch die Nebenleitung r_1, den Vorsteuerhahn und das Verbindungsrohr r_2 über den Wendekolben k_3. Dadurch werden die Steuerkolben in die gezeichnete tiefste Stellung gedrückt und das Aufschlagwasser kann durch das Verbindungsrohr R_2 in den Treibcylinder C_2 gelangen und dessen Kolben hoch treiben. Zugleich wird aber auch das verbrauchte Wasser aus dem Treibcylinder C_1 durch das Verbindungsrohr R_1 an der Stelle in den Steuercylinder c gedrückt, wo zwischen den Kolben k_2 und k_3 ein Zweig V_1 der Abflußleitung anschließt.

Kurz bevor der Treibkolben seine höchste Stellung erreicht hat, schiebt sich ein Keil m, der an der Kolbenstange befestigt ist, unter das Rädchen a, das an dem dreieckigen, bei x drehbar gelagerten Hebel d, e, f angebracht ist, stellt diesen um und hebt dadurch die Zugstange s an, welche dabei den Hahn h um 90° umstellt. Damit ist das Aufschlagwasser von der Oberfläche des Kolbens k_3 abgesperrt, und die Vorsteuerkolben werden von dem Aufschlagwasser in ihre höchste Stellung gedrängt. Das Wasser, welches sich oberhalb des Wendekolbens befindet, wird dabei durch das Verbindungsrohr r_2 und die Nebenleitung v nach der Abflußleitung V_1 gedrückt. Haben die Steuerkolben ihre höchste Stellung erreicht, so ist die untere Kante des Steuerkolbens k_1 über das Verbindungsrohr R_2 und die untere Kante des Steuerkolbens k_2 über das Verbindungsrohr R_1 gelangt. Nunmehr kann das Aufschlagwasser unter dem Steuerkolben k_2 durch das Verbindungsrohr R_1 hindurch in den Treibcylinder C_1 gelangen und den Kolben K_1 hoch treiben. Der Treibkolben K_2 wird dabei heruntergedrückt und das Wasser aus dem Treibcylinder C_2 durch das Verbindungsrohr R_2 in den Zweig V_2 der Abflußleitung gedrängt.

Außer den stehendgebauten Wassersäulen-Maschinen werden in neuerer Zeit liegende Wassersäulen-Maschinen gebaut, bei denen also der Treibkolben in wagerechter Richtung sich hin- und herbewegt.

Eine derartige doppelt wirkende Wassersäulen-Maschine, wie sie die Firma H. A. Hülsenberg in Freiberg i. S. für die Radzionkau-Grube in Oberschlesien gebaut hat, ist in Fig. 289 im Aufriß dargestellt. Fig. 290 giebt den Grundriß, Fig. 291 einen Schnitt der Wassersäulen-Maschine.*) Die Maschine ist wie eine liegende Dampfmaschine mit Kolbensteuerung ausgeführt. An der Kolbenstange p des Treibcylinders b ist der Pumpenkolben a direkt angehängt. Parallel zum Treibcylinder b liegt eine Steuerwelle c, an deren Enden sich zwei gegen einander um 90° versetzte Knaggen d und d_1 mit windschiefen Druckflächen befinden. Gelangt der Treibkolben a in eine der Endstellungen, so verdrängt er den Knaggen, der in den Cylinder hineinragt, wobei er die Steuerwelle c verdreht und nicht nur den anderen Knaggen auf der entgegengesetzten Cylinderseite in den Cylinderraum hineindreht, sondern zugleich auch einen Hebel e zu einem Ausschlag ver-

*) „Jahrbuch für das Berg- und Hüttenwesen im Königreich Sachsen auf das Jahr 1888."

anlaßt. Letzterer verstellt eine Kolbensteuerung f, f_1, die in dem Steuercylinder quer zu demselben gelagert ist.

Durch das Rohr k wird das Aufschlagwasser dem Steuercylinder zugeführt, während die Rohre l und l_1 das verbrauchte Wasser in die Abflußleitung fortführen.

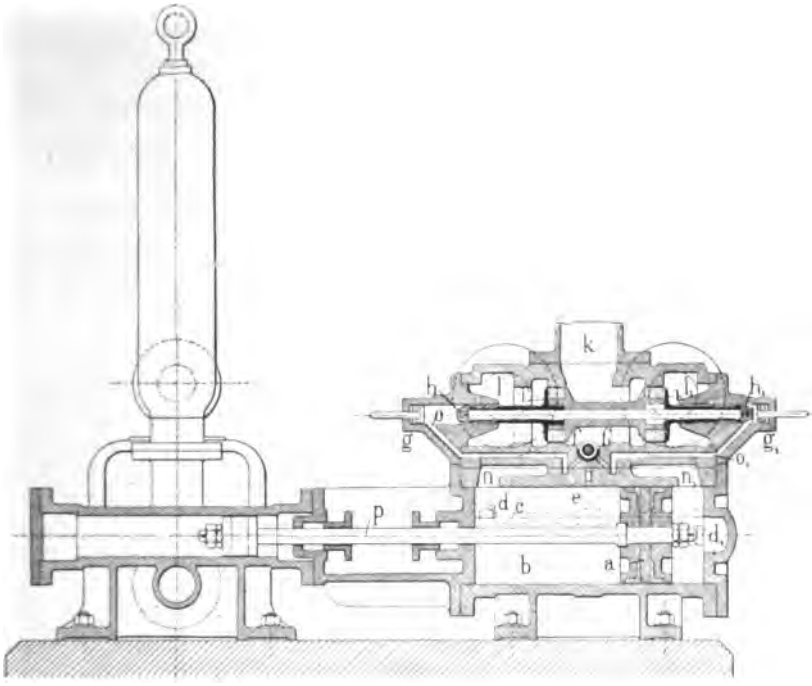


Fig. 289.

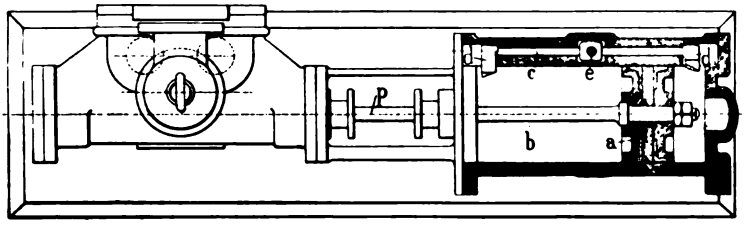


Fig. 290.

Die Kanäle n und n_1, die den Steuercylinder mit dem Treibcylinder verbinden, und die Kanäle o und o_1, welche von der Mitte des Steuercylinders nach den Enden desselben verlaufen, kommen abwechselnd als Einlaß- und Auslaßkanäle zur Geltung.

Hat beispielsweise der Treibkolben a die bezeichnete Endstellung erreicht und den Knaggen d der Steuerwelle c verdrängt, sodaß der kleine Steuerkolben f, f_1 den Kanal o_1 für das Zuflußwasser öffnet und den Kanal o mit der Abflußseite verbindet, so gelangt das Aufschlagwasser hinter den kleinen Hilfskolben h_1 und steuert das ganze Steuersystem um, da sich die Vorsteuerkolben i, i_1 und die

Hilfssteuerkolben h, h_1 auf gemeinschaftlicher Kolbenstange befinden. Nunmehr wird für das Aufschlagwasser der Zuflußkanal n freigelegt und es dringt in den Treibcylinder b ein, um den Treibkolben a in die gezeichnete Endstellung zu drücken. Nachdem letzterer dabei den Knaggen d_1 der Steuerwelle c umstellt und dadurch den kleinen Steuerkolben f, f_1 in die gezeichnete Stellung verschoben hat, strömt das Aufschlagwasser durch den Kanal o hinter den Hilfskolben h und bringt das ganze Steuerkolbensystem in die gezeichnete Endstellung.

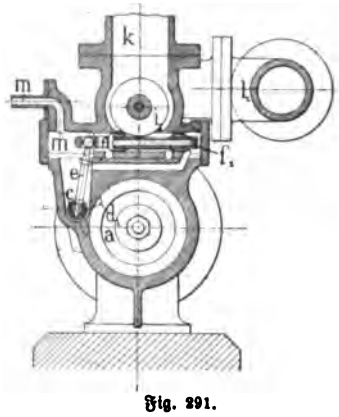


Fig. 291.

Der Hub der Wassersäulen-Maschinen beträgt 0,45 m. Eine solche Maschine vermag 2 cbm Wasser im Verlauf von einer Minute 80 m zu heben.

Die Wassersäulen-Maschinen mit hin- und hergehender und drehender Bewegung. Zum Betriebe von unterirdischen Arbeitsmaschinen in Bergwerken oder von Arbeitsmaschinen, welche so entfernt liegen, daß eine Dampfzuleitung mit großem Verluste verknüpft wäre, wendet man doppeltwirkende Wassersäulen-Maschinen mit rotirender Schwungradwelle oder, wie sie kurz, aber unzutreffend genannt werden, die rotirenden Wassersäulen-Maschinen an. Bei diesen Wassersäulen-Maschinen wird, wie bei den Dampfmaschinen, die hin- und hergehende Bewegung eines Kolbens mit Hilfe eines Kurbelmechanismus in eine drehende Bewegung der Kurbelwelle umgesetzt.

Für das Kleingewerbe läßt man Wassersäulen-Maschinen dieser Art durch den Druck des Wassers einer Wasserleitung betreiben. Durchschnittlich steht im Erdgeschoß der Häuser in den Städten ein Wasserdruck von 2—3 Atmosphären zur Verfügung. Bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 0,5—0,75 m und 50—300 Kolbenspielen in der Minute soll ein derartiger Wassermotor mit einem Wirkungsgrade von 0,80—0,85 arbeiten.*)

Prof. Radinger äußert sich über die rotirenden Wassersäulen-Maschinen:

„Die Möglichkeit der sofortigen Ingangsetzung solcher Maschinen, der gänzliche Mangel jeder Feuersgefahr oder anderer Unannehmlichkeiten für die Nachbarn und der Entfall einer andauernden Wartung sind ihre entschiedenen Vortheile, welche noch gesteigert werden, wenn das abströmende Wasser zu anderen Zwecken weiter benutzt wird."

„Der Hauptnachtheil liegt darin, daß solche Maschinen gleichviel Wasser benöthigen, ob der benöthigte Effekt groß oder klein ist, indem sie auch letzteren Falles mit stetiger Vollfüllung des Cylinders, aber mit gedrosselter Spannung arbeiten."

„So passen die Wassersäulen-Maschinen eigentlich nur für den Antrieb je einer einzelnen Arbeitsmaschine von gleichbleibendem Widerstande."

---

*) Grashof, „Theoretische Maschinenlehre III".

„Unreines oder sandiges Wasser soll nicht verwendet werden, wenn auch selbst bedeutende Abnutzungen an Kolben und Schieber vorkommen dürfen, ohne merkbare Wasserverluste mitzubringen."

„Ein stoßender Gang solcher Maschinen tritt leicht ein. Er wird, abgesehen vom Gestänge, entweder durch die Röhrenleitung oder durch eine falsche Steuerung bewirkt."

Immerhin ist die Verbreitung rotirender Wassersäulen-Maschinen eine sehr beschränkte, doch sind sie namentlich dort von Vortheil, wo das Wasser auch zu anderen Zwecken Verwendung finden kann. Für dauernde Arbeiten eignen sich diese Maschinen nicht, und sie werden namentlich für vorübergehende Arbeitsleistungen benutzt. Prof. Radinger sagt über die rotirenden Wassersäulen-Maschinen*):

„Die rotirenden Wassersäulen-Maschinen werden als liegende Maschinen gebaut und unterscheiden sich nach Art ihrer Steuerung. Für das Kleingewerbe ist es in der Hauptsache die oscillirende (vom lateinischen oscillare = schwingen, schaukeln) Bauart, welche bei diesen Maschinen bevorzugt wird, das heißt die Bauart, bei welcher der Cylinder in zwei Zapfen schwingend gelagert ist, sodaß die Geradführungstheile wegfallen und die Kolbenstange an dem Kurbelzapfen direkt angreifen kann. Eine derartige Construction wird billiger, da eine Anzahl Maschinen-Elemente gespart werden."

„Wassersäulen-Maschinen dieser Art müssen an der Einmündungsstelle der Zuflußrohre in dem Schieberkasten einen Windkessel haben. Das Wasser hat fast gar keine Ausdehnungsfähigkeit, und es entstehen deshalb Stöße, wenn das Zuflußrohr plötzlich geschlossen und in seiner Bewegung gehindert wird. Dieser Mangel sollte ausgeglichen werden durch die Ausdehnungsfähigkeit der Luft. Die Luft in dem Windkessel wirkt wie ein Kissen und nimmt die Stöße auf, welche beim plötzlichen Anhalten der bewegten Wassermassen auftreten."

Von den Wassersäulen-Maschinen dieser Art haben hauptsächlich die vom Ingenieur A. Schmid in Zürich in der durch Fig. 292 und 293 wieder-

Fig. 292.

Fig. 293.

*) Prof. Radinger, „Die Motoren der Wiener Weltausstellung 1873".

gegebenen Ausführungsform Verbreitung gefunden. Der Cylinder wird in zwei seitlichen Zapfen wagerecht aufgehängt. Seine untere Fläche, die als Schieberfläche dient, ist cylindrisch bearbeitet und ruht auf einer ebenso bearbeiteten Grundfläche des Fundamentrahmens, in der die Oeffnungen des Zuleitungs- und Ableitungsrohres ausmünden. Bei einer schwingenden Bewegung des Cylinders gleiten die cylindrischen Schieberflächen über einander hinweg, wobei die Wasserzuflußkanäle des Cylinders bald mit dem Zufluß, bald mit dem Abfluß in Verbindung kommen. In der gezeichneten Stellung gelangt das Wasser aus dem Zuleitungsrohr hinter den Kolben und treibt ihn vorwärts. Das vor dem Kolben befindliche Wasser wird aber dabei in das Abflußrohr gedrückt. Schwingt der Cylinder zurück, so werden die beiden Verbindungen allmählich unterbrochen und die Verbindung des Zuflusses und des Abflusses mit der entgegeugesetzten Kolbenseite hergestellt, sodaß nunmehr der Kolben rückwärts gedrückt wird. Die Kolbenstange ist an ihrem freien Ende mit einem Pleuelkopf ausgerüstet, der den Krummzapfen der Kurbelwelle umfaßt. Letzterer ruht in zwei Lagern, die am Fundamentrahmen angebracht sind. Zur Herstellung einer gleichmäßigen Drehbewegung ist die Kurbelwelle mit einem Schwungrad versehen.

Die Zapfen des Cylinders, um welche er schwingt, müssen in senkrechter Richtung verstellbar sein, damit die Schieberflächen mehr oder weniger auf einander gepreßt werden können. Bei der dargestellten Ausführungsform ruhen die Zapfen in zwei seitlichen sogenannten Schildern, das sind Arme, welche an den Lagerböcken des Fundamentes drehbar aufgehängt sind. An ihrem freien Ende — also hinter dem Cylinderzapfen — sind sie mit einer Schraube versehen, die durch Handrad verstellt wird, wenn die Zapfen, die man auch als Schildzapfen bezeichnet, ausgerichtet werden müssen, oder auch dann, wenn der Cylinder von seiner Schieberfläche ganz abgehoben werden soll.

Die Kanäle, durch welche das Wasser in den Cylinder ein- und ausströmt, sind im Verhältniß zum Kolbenquerschnitt sehr groß. Es soll dadurch dem Wasser ein leichter Durchgang verschafft werden, ohne die Nutzwirkung wesentlich zu schädigen, auch wenn die Kolbengeschwindigkeit der Maschine stark wechselt. Das Wasser wirkt nur durch Druck, weshalb die Maschine auch Wasser-Druck-Maschine genannt wird. Die Zuflußröhren sind mindestens so breit zu machen, wie der Halbmesser des Cylinders groß ist. Die Abflußröhren sollten sich in unmittelbarer Nähe der Austrittsstelle möglichst erweitern, um das Wasser ungehindert ableiten zu können. Man pflegt sie deshalb doppelt so weit zu machen, als die Zuflußröhren. Das Abflußrohr schließt hinten, das Zuflußrohr zu beiden Seiten des Fundamentrahmens an.

Die besprochene Maschine kann sowohl wagerecht aufgestellt, als auch als Wandmaschine benutzt werden. Ihre Nutzwirkung wird von A. Schmid auf 80—90% angegeben, wenn die Maschine annähernd unter dem vollen Drucke des Wassers, für den sie berechnet ist, arbeitet.

Die nachstehende Tabelle giebt eine Zusammenstellung der verschiedenen Größen, wie sie die Fabrik baut:

Nr.	Dimensionen des Cylinders		Tourenzahl per Minute	Wassermenge per Minute	Motoren: Leistungen in effectiven Pferdekräften per 1 Cylinder bei Gefällen von Metern											Dimensionen: zur Berechnung des Raumbedarfs			des Schwungrades		Rohrleitung Durchmesser	
	Durchmesser	Hub			15	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	Länge	Breite	Höhe	Durchmesser	Breite	des Eintritts	des Austritts
	mm	mm		Liter												mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
0	40	60	150	2..	0,05	0,08	0,11	0,15	0,19	0,23	0,25	0,3	0,34	0,38	0,45	400	300	300	300	50	20	30
1	50	60	150	40	0,1	0,13	0,19	0,25	0,32	0,38	0,44	0,5	0,59	0,68	0,75	500	400	400	375	50	25	40
2	60	80	125	65	0,16	0,22	0,34	0,44	0,55	0,68	0,78	0,9	1	1,1	1,35	700	600	700	470	60	30	45
4	80	100	100	105	0,25	0,35	0,52	0,7	0,87	1,05	1,22	1,4	1,57	1,74	2,1	800	700	900	575	70	40	50
4	als Doppelmotor			210	0,5	0,7	1,04	1,4	1,75	2,1	2,44	2,8	3,15	3,5	4,2	800	900	900	575	70	50	50
6	100	140	80	185	0,45	0,62	0,92	1,24	1,55	1,85	2,16	2,5	2,8	3,1	3,75	950	850	1100	675	80	50	65
6	als Doppelmotor			370	0,5	1,24	1,84	2,48	3,1	3,7	4,3	5	5,6	6,2	7,5	950	1150	1100	675	80	75	75
7	110	140	80	220	0,55	0,73	1,1	1,45	1,85	2,2	2,56	2,9	3,3	3,7	4,4	950	850	1100	675	80	50	65
8	120	140	80	260	0,65	0,86	1,3	1,72	2,15	2,6	3	3,44	3,9	4,3	5,2	1100	1000	1100	750	120	60	80
9	140	175	70	400	1	1,32	2	2,65	3,4	4	4,65	5,3	6	6,7	8	1300	1200	1200	940	155	75	100
10	160	200	60	500	1,25	1,65	2,5	3,3	4,1	5	5,8	6,6	7,4	8,3	10	1450	1350	1350	940	155	90	125
10	als Doppelmotor			1000	2,5	3,3	5	6,6	8,2	10	11,6	13,2	14,8	16,6	20	1450	1600	1500	800	120	130	130
11	180	200	55	590	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	1450	1350	1400	940	155	90	125
12	225	280	50	1135	2,85	3,8	5,7	7,6	9,5	11,4	13,3	15,2	17,1	19	22,8	—	—	—	—	—	—	—
13	275	400	45	2250	5,6	7,5	11,2	15	18,7	22,5	26,2	30	33,5	37,5	44,8	2250	1500	2400	1500	220	180	180

Durch Erhöhung der Tourenzahl läßt sich die Leistung bis 30 % erhöhen.

Ueber die Wassersäulen-Maschinen für das Kleingewerbe äußert sich Professor Radinger*):

„Solch ein halbpferdiger Motor benöthigt per Stunde 9,0 cbm an Betriebswasser, welch bedeutender Consum einer jener Faktoren ist, welche seine Benutzung bei beschränkt zur Verfügung stehenden, z. B. städtischen, Wasserleitungen so sehr erschweren, und welche im Vereine mit dem Umstande, daß man den Effekt der Maschine vernünftigerweise nicht anders als nur durch die Umdrehungszahl verändern kann, wohl die Haupthindernisse für eine rasche Verbreitung dieses Motors sind. Er paßt eigentlich nur für den Betrieb einzelner, konstant kleine Arbeit verzehrender Maschinen, ist aber dafür bereits erprobt."

Construction und Berechnung der Wassersäulen-Maschinen.

Auf die Construction der Wassersäulen-Maschinen erübrigt es sich hier einzugehen, da sie in ihren einzelnen Theilen der der Dampfmaschinen entsprechen und diese weiterhin ausführlich behandelt werden.

Für die Berechnung der Wassersäulen-Maschinen sind die gleichen Gesichtspunkte maaßgebend, wie für die anderen Wassermotoren. Die Leistungen der Wassersäulen-Maschinen sind abhängig von der Menge des Aufschlagwassers, welches in der Sekunde zur Verfügung steht, und dem Gefälle desselben.**) Das Wasser drückt gegen die Fläche des Kolbens, und es ist für die Leistung der Wassersäulen-Maschinen gleichgültig, ob die Kolbenfläche den Cylinder ganz ausfüllt, das heißt, ob ein Scheibenkolben zur Anwendung kommt oder ob, wie beim Plunger-Kolben — Band I, Seite 788 ff. —, zwischen dem Cylinder und dem Kolben ein ringförmiger Hohlraum bleibt. Auch ist es ohne Einfluß auf die Maschine, ob der Kolben in seiner tiefsten Stellung den Cylinderboden berührt oder ob dieses nicht der Fall ist.

Als Gefälle gilt der Unterschied zwischen dem Wasserspiegel in dem Sammelkasten und in dem Ausflußkasten.

Den Wassersäulen-Maschinen mit hin- und hergehender Bewegung, wie sie in Bergwerken zur Anwendung kommen, giebt man eine Kolbengeschwindigkeit von 0,3 m in der Sekunde. Bei einfach wirkenden, eincylindrigen Maschinen läßt man den Treibkolben langsamer aufsteigen, weil zum Anheben des Pumpengestänges ein größerer Widerstand bewältigt werden muß. Man läßt dem Kolben im Uebrigen 3—6 Hubbewegungen in der Minute machen, sodaß der Kolbenhub

---

*) Prof. Radinger, „Die Motoren der Wiener Weltausstellung 1873".

**) Bezeichnet:

Q = Aufschlagwassermenge pro Sekunde in Cubikmetern,

h = Gefälle derselben,

γ = 1000 = specifisches Gewicht von 1 cbm Wasser,

so ist die Leistung der Wassersäulen-Maschinen:

$$L = \gamma . Q . h.$$

der Wasserſäulen-Maſchinen auf $1^1/_2$—3 m ſich berechnet.*) Das Verhältniß der Hublänge zum Durchmeſſer des Kolbens wird zwiſchen $2^1/_2$ und 6 angenommen. Die Grenzen ſind deswegen ſo weite, weil die Größe des Kolbendurchmeſſers abhängig iſt von der Menge und dem Druck des Aufſchlagwaſſers, welches zur Verfügung ſteht.

Die Leiſtung der Waſſerſäulen-Maſchinen wird durch verſchiedene Hinderniſſe, welche ſich ihrer Bewegung entgegenſtellen, noch herabgedrückt; namentlich iſt es die Reibung des Kolbens im Cylinder. Dieſer Arbeitsverluſt fällt um ſo höher aus, je höher das Waſſer nach dem Abflußkaſten zurückſteigen muß und je breiter die Liderung des Kolbens iſt — Band I, Seite 768 ff. Man macht deshalb die Liderung nicht breiter, als abſolut nothwendig iſt, und wählt ſie 0,1 und 0,2 vom Durchmeſſer des Kolbens. Wenn man den Reibungs-Coefficienten zwiſchen der Kolbenliderung und der Cylinderwandung mit 0,25 annimmt, ſo beträgt immerhin noch der Arbeitsverluſt durch Kolbenreibung 10—20 %.**) Der Arbeitsverluſt, welcher durch die Reibung des Waſſers in den Zufluß- und Abflußröhren entſteht, wird um ſo geringer, je größer der Durchmeſſer und die Länge der Röhren iſt und je geringer die Geſchwindigkeit des Treibkolbens iſt. Den lichten Durchmeſſer der Röhren wählt man $^1/_2$—$^1/_3$ vom Durchmeſſer des Treibkolbens. Das Waſſer wird alsdann mit einer mittleren Geſchwindigkeit durch die Röhren ſtrömen, welche 4—9mal ſo groß iſt, als die Geſchwindigkeit des Treibkolbens.

Durch direkten Waſſerverbrauch entſteht ein fernerer Arbeitsverluſt in der Steuerung der Waſſerſäulen-Maſchinen. Zur Bewegung der Steuerkolben iſt Betriebswaſſer nothwendig, und da dieſes dem eigentlichen Getriebe entzogen wird, ſo iſt der Verluſt ein um ſo größerer, je mehr Waſſer zur Steuerung verbraucht wird. Darnach ergiebt es ſich von ſelbſt, daß der Durchmeſſer und der Weg des Steuerkolbens ſo gering ſein ſollte, als möglich. Da nun die Steuerkolben nur dazu beſtimmt ſind, die Verbindungskanäle an die eine oder an die andere Seite

---

*) Den Kolbenhub s erhält man aus der Gleichung:

$$n \cdot 2s = 60v \quad \text{zu}$$

$$s = \frac{30v}{n},$$

wenn man unter

n = Anzahl der Kolbenſpiele pro Minute und unter
v = Geſchwindigkeit des Treibkolbens pro Sekunde verſteht.

**) In Weisbach, „Ingenieur- und Maſchinen-Mechanik II, 2", heißt es: „Neuere Verſuche von Hick haben für die Reibungswiderſtände der Kolben von hydrauliſchen Preſſen kleinere Werthe ergeben. Darnach iſt die durch dieſe Reibung vernichtete Waſſerſäulenhöhe durch $\frac{x}{d}$ h ausgedrückt, worin d = Durchmeſſer in Millimetern, h = wirkende Druckhöhe bedeutet und x zwiſchen 1,009 und 2,48 liegt. Dieſer Formel wird man ſich bei Waſſerſäulen-Maſchinen bedienen können, welche mit ſo hohen Preſſungen (50 bis 100 Atmoſphären) arbeiten, wie ſie bei hydrauliſchen Hebevorrichtungen üblich ſind. In ſolchen Fällen pflegt man auch die Ledermanchetten wegen des großen Druckes, mit welchem dieſelben durch das Waſſer gegen die Cylinderwandung gepreßt werden, durch Stopfbüchſen zu erſetzen, bei denen man das Dichtungsmaterial mit geringerer Kraft anpreſſen kann."

des Treibkolbens anzuschließen, so kann auch der Weg der Steuerkolben ein um so kleinerer sein, je schmäler die Oeffnungen der Verbindungsröhren sind. Man macht aus diesem Grunde die letzteren rechteckig, um sie möglichst niedrig halten zu können.*)

Ganz allgemein betrachtet, wird der Arbeitsverlust durch das Steuerwasser für jeden Kolbenhub um so geringer sein, je größer die Menge des Betriebswassers für den Kolbenhub ist. Je größer also der Hub einer Wassersäulen-Maschine ist, je kleiner wird verhältnißmäßig die Wassermenge sein, welche zur Bewegung des Steuerkolbens sich nothwendig macht. Der Arbeitsverlust, der durch den Verbrauch an Steuerwasser entsteht, ist also um so geringer, je größer der Hub der Wassersäulen-Maschine ist.

---

*) Nach Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2" ergiebt sich der Querschnitt der rechteckigen Verbindungsröhre von Steuer- und Treibcylinder, wenn

a = die Höhe derselben,
d = Durchmesser des Treibcylinders,
d_e = Durchmesser der Einfallröhre bezeichnet, zu:

$$a \cdot d = \frac{\pi d_e^2}{4},$$

woraus die Höhe zu: $$a = \frac{\pi d_e^2}{4 d}$$ folgt.

Da der Steuerkolben eine Höhe $a_1 = 3a$ erhält, muß derselbe einen Weg:

$$l_s = a_1 + a = 3a + a = 4a$$ durchlaufen.

Man erhält ferner das pro Spiel verbrauchte Steuerwasserquantum, wenn d_g = Durchmesser des Gegenkolbens bedeutet, aus:

$$q_s = \frac{\pi d_g^2}{4} l_s = \pi a d_g^2.$$

Das pro Sekunde verbrauchte Steuerwasserquantum ergiebt sich, wenn die Maschine pro Minute n Spiele macht, zu:

$$Q_s = \frac{n \cdot l_s}{60} \cdot \frac{\pi d_g^2}{4} = \frac{n \cdot a}{60} \pi d_g^2.$$

Bezeichnet L die Gesammtleistung und l den Hub der Wassersäulen-Maschinen, so berechnet sich der Arbeitsverlust in Folge dieser verbrauchten Steuerwassermenge zu:

$$L_s = \frac{l_s}{l} \left(\frac{d_g}{d}\right)^2 L.$$

Windmotoren.

Als Windmotoren werden diejenigen Kraftmaschinen bezeichnet, welche die wagerecht über die Erde hinwegstreichenden Luftströmungen nutzbar machen. Die Kraft, welche in dem strömenden Winde enthalten ist, kann zur Verrichtung der verschiedensten, mechanischen Arbeiten benutzt werden, wenn sie von einem Windmotor aufgenommen und fortgepflanzt wird. Die Stärke dieser Kraft bestimmt sich entweder aus der Geschwindigkeit, welche der Wind in der Sekunde hat, oder aus dem Druck, welchen er gegen eine feste Fläche ausübt. Natürlich ist der Druck von der Geschwindigkeit abhängig und ändert sich mit dieser.

Ist schon das Wasser eine unzuverlässige Kraftquelle, insofern es je nach der Jahreszeit und der Menge der Niederschläge bald mehr, bald weniger Kraft den Menschen zur Ausnutzung darbietet, so muß der Wind nicht nur als unzuverlässige, sondern als unbeständige Kraft bezeichnet werden. Bald sind die Windströmungen so schwach, daß sie kaum noch ein Windrad zu drehen im Stande sind, bald so stark, daß das Windrad in Gefahr kommt, unter seiner Wucht zusammenzubrechen. Kann man das Wasser zwingen, stets in derselben Richtung auf den Wassermotor zu treffen, so ist es nicht möglich, den Wind in eine bestimmte Bahn hineinzuzwingen. Das strömende Wasser kann mit einem bestimmten Gefälle dem Windmotor stetig zugeführt werden. Auch in dieser Richtung ist der Wind eine unbeständige Kraftquelle. Seine Stärke wechselt beständig, jetzt läßt sie etwas nach, in der nächsten Minute steigt sie an, um dann abermals wieder nachzulassen. Nach Untersuchungen von O. Lilienthal*) wächst die Stärke des Windes in der Zeit von etwa drei Minuten an, um dann in den nächsten drei Minuten wieder nachzulassen. Es kann darnach ein Windstrom als eine Wellenbewegung aufgefaßt werden, bei welcher Wellenberg und Wellenthal in Zwischenräumen von drei Minuten auf einander folgen.

Trotzdem also der Wind eine Kraftquelle ist, welche kostenlos von Jedermann benutzt werden kann, so ist das Anwendungsgebiet wegen der Unbeständigkeit dieser

*) O. Lilienthal, „Der Vogelflug als Grundlage der Fliegekunst".

Kraftquelle ein nur beschränktes geblieben. Die Windmotoren werden heute nur in solchen Betrieben angewendet, bei denen die Arbeitsmaschinen keiner besonderen Aufsicht bedürfen, wenn sie in Gang gesetzt oder außer Betrieb gebracht werden, und bei denen es gleichgiltig ist, ob sie am Tage oder in der Nacht, ob sie früher oder später ihre Arbeit verrichten. So werden die Windmotoren zum Betriebe von Mahlmühlen oder Stampfwerken benutzt. Die meiste Anwendung finden sie aber zum Betriebe von Pumpen, weil es hierbei in einfachster Weise möglich ist, die Arbeit des Windmotors zur Zeit des Windes aufzuspeichern und sie zu einer anderen, beliebigen Zeit wieder nutzbar zu machen. Das Wasser wird in hochgelegene Wasserbehälter zu irgend einer Tages- oder Nachtzeit gepumpt und für den jeweiligen Bedarf aufbewahrt.

Dort, wo Windmotoren gebaut werden, muß man dem Wind mit Rücksicht auf die geringere Geschwindigkeit, welche er im Jahresdurchschnitt hat, große Angriffsflächen darbieten können. Bei den ältesten Windmotoren, den sogenannten Windmühlen, die auch heute noch in großer Anzahl im Gebrauch sind, sind es Windflügel, welche die Arbeit verrichten.

Fast ausschließlich kommt das senkrechte Windrad zur Anwendung, welches so gebaut sein muß, daß es jeder Aenderung der Windrichtung folgen kann. Schon seit langen Zeiten ist man bemüht, mit Rücksicht auf die viel einfachere Lagerung einer senkrechten Welle das Windrad in der wagerechten Ebene drehen zu lassen. Bei solchen Rädern darf aber der Wind nur von einer Seite dem Rade zugeführt werden, auf der anderen Radhälfte muß das Windrad durch einen Mantel gegen den Windstrom geschützt sein, andernfalls kann eine Drehung des Windrades nicht zu Stande kommen. Wird der Schutzmantel mit der Windvorrichtung drehbar gemacht, so ist die Construction des Windrades den gleichen Schwierigkeiten unterworfen, als wenn ein senkrecht sich drehendes Windrad nach der Windrichtung einstellbar gemacht werden muß. Einfacher kann der Zweck erreicht werden, wenn das wagerecht laufende Windrad von senkrechten Wänden umgeben wird, welche in geneigter Stellung gegen die radial gerichteten Windflügel angeordnet sind, sodaß sie, wie bei dem Leitrad einer Wasser-Turbine, das Windrad umgeben und diesem den Wind in ganz bestimmter Richtung zuführen. Solche Windmotoren werden auch als Wind-Turbinen bezeichnet. Trotz der Einfachheit ihrer Construction fallen sie doch bei gleicher Größe der wirksamen Windfläche wesentlich schwerer aus, als die in der senkrechten Ebene sich drehenden Windräder, die sogenannten vertikalen Windräder. Es soll deshalb hier nur dies einer besonderen Besprechung unterzogen werden, da horizontale Windräder eine nennenswerthe Anwendung nicht gefunden haben.

Die vertikalen Windräder drehen sich um eine annähernd wagerecht gelagerte Achse. Man bezeichnet sie wohl auch als Flügelräder, weil alle älteren Windräder aus einer Anzahl in radialer Richtung angeordneter Flügel bestehen. Die Achse dieser Flügel liegt dabei in der Windrichtung. Ein vertikales Windrad erfordert sonach zunächst eine starke Welle, welche zwar meistens aus

Holz, aber viel zweckmäßiger aus Eisen gemacht wird. Hölzerne Flügelwellen muß man nämlich 0,5—0,6 m stark machen, während die eisernen Flügelwellen nur eine Stärke von 0,15—0,20 m zu haben brauchen. Dieser sogenannten Ruthenwelle giebt man eine nach hinten etwa um 10° geneigte Lage, und zwar sowohl deshalb, damit sie sicher in ihren Lagern ruht, als auch um die Flügel in einer bestimmten Entfernung von dem Gebäude umlaufen zu lassen und den Eingang in das letztere auch hinter den Flügeln zu ermöglichen. Die Welle wird an ihrem hinteren Ende, und zwar innerhalb des Gebäudes, durch ein Spurlager an ihrem vorderen Ende, und zwar außerhalb des Gebäudes, durch ein Halslager gestützt.

Wir unterscheiden an der Welle als Kopf den Theil, an welchem die Flügel ansetzen, der übrige Theil der Welle bis zu dem Spurlager wird Hals oder Schlot genannt. Er dient zur Fortpflanzung der Drehbewegung auf die Arbeitsmaschinen. In den Kopf der Welle werden meistens vier, mitunter auch fünf oder sechs Ruthen befestigt; das sind lange Hölzer, die als Träger der Flügel dienen.

Die Windflügel. Durch diese Ruthen werden die Sprossen oder Scheiden rechtwinkelig soweit hindurchgesteckt, daß sie auf der einen Seite weniger, als auf der anderen hervorragen. Diese Sprossen bilden mit den Saumlatten, durch welche sie an ihren Enden unter einander verbunden werden, das Flügelgerippe.

Die Ruthe scheidet also das Flügelgerippe in einen schmaleren Theil, der der Drehung des Rades vorangeht, und in einen breiteren, welcher die arbeitende Windfläche bildet. Der schmale Theil des Flügels erhält eine Breite von $^1/_5$—$^2/_5$ der gesammten Flügelbreite und wird mit dem sogenannten Windbrett abgedeckt, während der breitere Theil des Windflügels zur Ausnutzung des Winddruckes mit jalousieartig angeordneten Klappen von dünnen Brettchen oder Drahträhmchen versehen wird, welche mit gefirnißter Leinwand überspannt sind. Mitunter wird auch der breite Theil des Flügelgerippes mit einer Segeltuchdecke vollständig überspannt, die durch Schnüre zur Seite gezogen werden kann.

Die einzelnen Sprossen setzt man in einem Abstande von 0,4—0,5 m an die Ruthe an. Die Länge der Sprossen richtet sich darnach, ob der Flügel ein rechteckiger oder ein trapezförmiger ist. Bei rechteckigen Flügeln giebt man den Sprossen etwa eine Länge von 2 m, wenn der ganze Flügel 10 m lang ist. Bei trapezförmigen Flügeln nimmt die Länge der Sprossen von der Welle aus nach dem Ende der Ruthe hin zu. Die innerste Sprosse soll hierbei von dem Wellenmittel um $^1/_7$—$^1/_6$ der Ruthenlänge abstehen, und die Länge dieser innersten Sprosse wird eben so groß gemacht, wie diese Entfernung beträgt. Die äußerste Sprosse, am Ende der Ruthe, erhält eine Länge von $^1/_5$—$^1/_4$ der Ruthenlänge, während die dazwischen liegenden Sprossen in ihrer Länge allmählich nach der Mitte hin abnehmen.

Die Neigung der Flügel oder der Flügelbrettchen ist neben der Größe ihrer Fläche bestimmend für die Kraftwirkung des Windes auf das Windrad. Nur ein geringer Theil der Windkraft kann für das Flügelrad nutzbar gemacht

werden. Indem der Wind, wie die gefiederten Pfeile Fig. 294 zeigen, über di Fläche eines schräg gestellten Flügels hinweggleitet und von ihr abgelenkt wird wirkt er drückend auch auf di Flügelfläche ein und drängt si mit einem Theil seiner Kraft i der Richtung der kleinen Pfeil vorwärts. Diese Kraft wird j nach der Neigung der Flüge eine größere oder geringere sein und es muß schließlich für jede Flügel eine Neigung geben, b welcher der Wind am günstigste treibend auf ihn einwirkt, da heißt, bei der diese treibend Kraft größer ist, als bei irgen einer anderen Neigung.

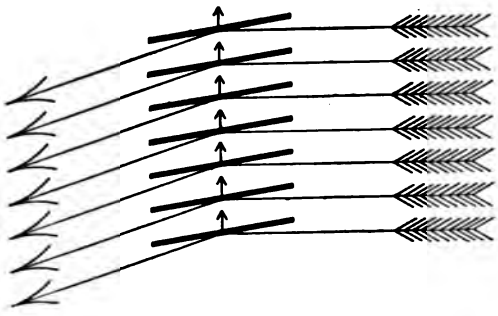


Fig. 294.

Bei ebenen Flügeln giebt man allen Sprossen die gleiche Neigung gege die Flügelebene und bringt sie unter einem Winkel von 12—18° an. Gena genommen wird jeder Theil des Flügels eine gewisse günstigste Neigung gegen di Windrichtung haben, welche in bestimmter Beziehung steht zur Geschwindigkeit de Windes und zur Umfangsgeschwindigkeit, welche dieser Theil des Flügels ha Deshalb ist es vortheilhaft, je nach der Entfernung von der Welle, die Neigun der Windfläche nach der Spitze des Flügels hin abnehmen zu lassen, wodurc die Fläche des ganzen Flügels eine windschiefe wird. Man giebt den Sprosse für derartige windschiefe Flügel eine verschiedene Neigung und stellt die innerst Sprosse um ungefähr 24°, die äußerste um ungefähr 6° gegen die Umdrehungs ebene der Flügel. Damit nicht jede einzelne, dazwischen liegende Sprosse unte einem anderen Winkel befestigt zu werden braucht, verfährt man nach der Vor schrift von Smeaton*) (sprich: Smieten): Man theile die Länge des Flügel halbmessers in sechs gleiche Theile und befestige die Sprossen des ersten, de Flügelwelle zunächst liegenden Theiles, unter einem Winkel von 18° gegen di Bewegungsebene des Rades; die des zweiten Theiles unter einem Winkel von 19° die des dritten Theiles unter einem Winkel von 18°; die des vierten Theiles unte einem Winkel von 16°; die des fünften Theiles unter einem Winkel von $12\frac{1}{2}$° die des sechsten unter einem Winkel von 7°. Dabei ist es am vortheilhaftesten für die Flügel eine solche Trapezform zu wählen, daß die Länge der Endsprosse im Verhältniß von 5 zu 3 stehen und die längste Sprosse ein Drittel von de gesammten Ruthenlänge beträgt.

Die Form der Flügel. Die Windströmung, welche gegen die Flügelflächen wirkt, beeinflußt diese in ähnlicher Weise, wie der Wasserstrom die Flächen de Turbinenschaufeln. Es weist uns dies darauf hin, daß diese gebogenen Flügel flächen vortheilhafter als gerade sein müssen. Trotz dieser Erkenntniß ist man

*) Rühlmann, „Allgemeine Maschinenlehre".

erſt in neueſter Zeit dazu übergegangen, auch für die Windmotoren die gebogenen Flügel zu benutzen. Vornehmlich findet dies wohl ſeinen Grund darin, daß man nicht davon abgehen wollte, Holz als Material für die Flügel zu verwenden, gebogene Flügel aber nur von Blech billig hergeſtellt werden können.

Welche Form den gebogenen Flügeln zu geben iſt, darauf weiſt uns das Studium Lilienthals*) über den Vogelflug hin. Es zeigt uns zum erſten Male unzweifelhaft, daß es gerade die Form des Vogelflügels iſt, die ſeine leichte Fortbewegung durch die Luft bei Ausübung des Segelfluges, alſo des Schwebens ohne Flügelſchlag, ungemein begünſtigt. Die Vorſtellung, die Lilienthal von der Wirkung des Windſtromes auf eine geneigte ebene und eine geneigte gewölbte Fläche hat, iſt durch die Figuren 295 und 296 wiedergegeben. Beide Flächen

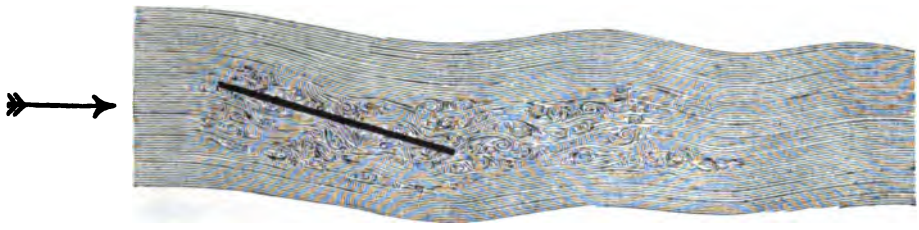


Fig. 295.

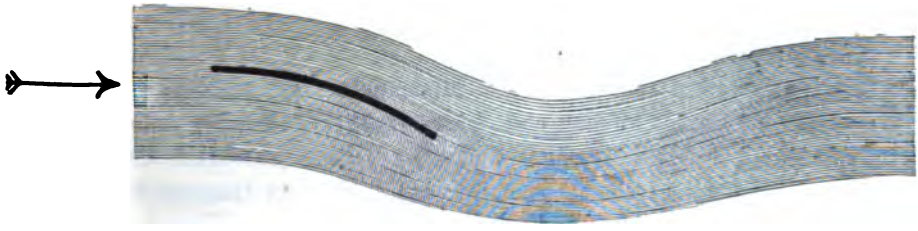


Fig. 296.

haben dieſelbe Neigung. Lilienthal ſagt über die Wirkung des Windes auf dieſe Flächen: „Die an ihnen vorbeiſtreichende Luft erhält in beiden Fällen eine nach unten gerichtete Beſchleunigung, denn die unter die Flächen treffende Luft muß unter den Flächen hindurch und die über den Flächen vorbeiſtreichende Luft muß unbedingt den geneigten Raum oberhalb der Flächen ausfüllen. Die Ablenkung des Luftſtromes nach unten geſchieht bei der ebenen Fläche zumeiſt an der Vorderkante, und zwar plötzlich. Hierbei tritt eine Stoßwirkung auf, welche wiederum zur Bildung von Wirbeln Veranlaſſung giebt. Die Nebenwirkungen dieſer Wirbel gehen für die Hauptwirkung, d. h. für den beabſichtigten Gegendruck auf die Flügelflächen, verloren. Wie die Figur 295 andeutet, wird der Luftſtrom, welcher die ebene Fläche traf, durch dieſe in Unordnung kommen. Auch hinter der Fläche werden noch Wirbel und unregelmäßige Bewegungen in der

*) O. Lilienthal, „Der Vogelflug als Grundlage der Fliegekunſt“.

Luft sein, die erst nach und nach verschwinden. Ganz andere Erscheinunge treten nun aber bei der gewölbten Fläche Fig. 296 auf. Der auf diese Fläch treffende Luftstrom wird ganz allmählich aus seiner horizontalen Richtung ab gelenkt und nach unten geführt. Derselbe erhält nach und nach und zwar mög lichst ohne Stoß, eine nach unten gerichtete Geschwindigkeit. Es wird der Win ohne Stoß auf die Fläche treffen, wenn die Berührungslinie zu der gebogene Fläche an der Eintrittsstelle genau in die Windrichtung fällt. Die Luft verläß aber die gewölbte Fläche in möglichst geordnetem Maaße und wird vermöge de ihr ertheilten größeren, nach unten gerichteten lebendigen Kraft noch viel weite nach unten gehen; also eine vertikale Luftbewegung wird eintreten, welche ein beträchtlich ausgedehnte Wellenbewegung mit großen senkrechten Schwingunge verursacht. Je höher aber die letzteren sind, desto vollkommener wird die Hebe wirkung auf die Fläche sein müssen."

In seinen weiteren Betrachtungen kommt Lilienthal dahin, daß auch d abgestumpften Enden bei gewölbten Flächen eine weniger gute Wirkung ver ursachen, als die spitz zulaufenden. Die richtige Form entspricht dem Vogelflüge Bei gut fliegenden Vögeln betrage die Pfeilhöhe der Flügelwölbung $^1/_{12}$—$^1/_{15}$ de ganzen Flügelbreite. Für den Bau von Windmotoren dürften die erwähnte Studien künftig von Lilienthal noch von größerer Bedeutung werden, als bisher

Windmühlen-Arten.

Wir unterscheiden zwei Arten von Windmühlen: die deutschen oder Bock mühlen und die holländischen oder Thurmmühlen. Bei den ersteren Mühle wird das ganze hölzerne Gebäude um einen festen, senkrechten Ständer, de sogenannten Hausbaum, gedreht, und zwar mit Hilfe eines längeren Balkens, der sogenannten Stert. Bei den Turmmühlen ist nur der obere Theil des Gebäudes die sogenannte Haube, mit dem Flügelrad drehbar. Die Drehung geschieht ent weder von Hand mit Hilfe des Sterts oder selbstthätig mit Hilfe eines Steuer rades, welches selbst ein kleiner Windmotor ist, der hinter dem Rad senkrecht gege die Achse des Flügelrades gelagert ist. Durch eine geeignete Uebersetzung wir die Bewegung des Steuerrades in eine Drehung der Haube der Mühle umgesetz

Zur Regulirung der Einwirkung des Windes auf die Arbeitsflächen de Windrades hat man sich bisher einer einfachen Bremsvorrichtung bedient, b welcher ein Bremsband oder Bremsbacken gegen den Umfang eines Rades gepreß wurde, das auf der Flügelwelle angebracht worden ist. Heute dient diese Brems vorrichtung, durch welche die überschüssige Kraft vernichtet wird, nur zum Al stellen der Windmühlen. Man zieht es vor, die wirksame Windfläche je nach de Stärke des Windes zu vergrößern oder zu verkleinern, und zwar schon deshalb damit man bei sehr starker Windströmung dem Wind keine zu großen Angriffs flächen darbietet. In neuerer Zeit kommt man immer mehr dazu, auch b gewöhnlichen Windmühlen die Selbstregulirung für die Größe der wirksame Arbeitsfläche anzuwenden. Die jalousieartigen Klappen der Flügelflächen werde

mehr oder weniger geöffnet oder die Leinwand-Bespannung der Flügel mehr oder weniger zur Seite gezogen, je nachdem der Wind an Stärke zu- oder abnimmt.

Wir sehen davon ab, besondere Beispiele für die erwähnten älteren Arten von Windmühlen zu bringen. Es sei aber als Beispiel eines Flügelrades, das in neuerer Zeit zur Wasserförderung, namentlich für Wasserstationen an Bahnhöfen benutzt wird,

der Windmotor von Kirchveger erwähnt. Die Einrichtung dieses Windrades ist aus Fig. 297 ersichtlich. Der Thurm A, auf welchem der Windmotor aufgesetzt ist, besteht aus Eisenblech und endigt in einem gußeisernen Kopf B, auf den die Haube C mittelst konischer Rollen sich stützt. Die Haube trägt die beiden Lager D und E für die Windradwelle und übergreift den Rand des Kopfes B, damit sie vom Windstoße nicht abgehoben werden kann. Auf dem

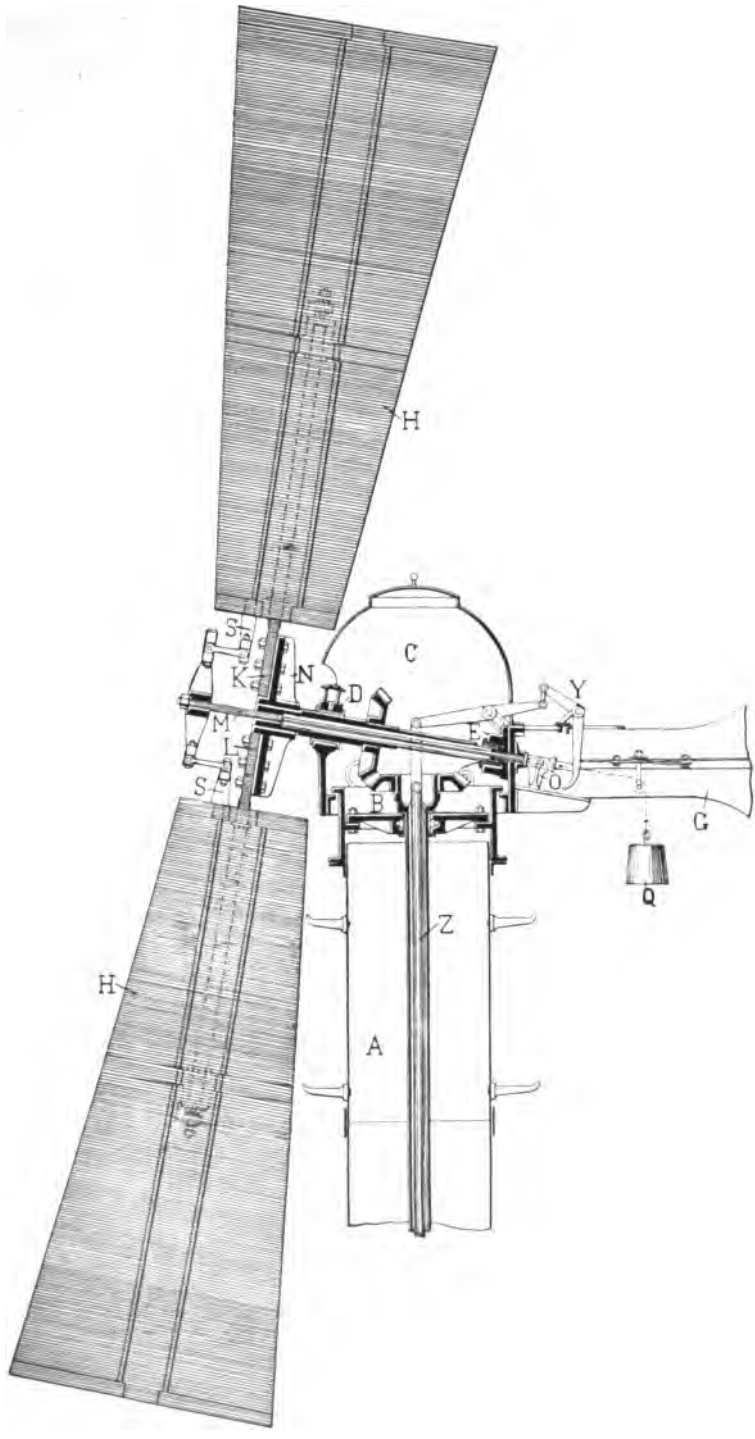


Fig. 297.

Kopfe der Welle ist eine Rosette N befestigt zur Aufnahme von fünf Armen K L ..., um welche als Achsen die Windflügel H drehbar gelagert sind. Auf dem entgegengesetzten Ende ist an der Haube der Steuerflügel G angesetzt (in der Figur abgebrochen gezeichnet), mit dessen Hilfe sich die Achse des Windrades stets selbstthätig in die Windrichtung einstellt.

Um den Gang des Rades je nach dem Kraftbedarf zu regeln, können die Flügel H durch Drehung ihrer Arme in mehr oder weniger schräge Lage gegen den Wind eingestellt werden. Zu diesem Zwecke ist die Windradwelle als Hohlwelle gefertigt und eine Stellstange M durch sie hindurchgeführt. An ihrem vorderen Ende trägt die Stellstange einen fünfarmigen Stern, dessen Arme mittelst kurzer Gelenke an dem Lappen S angreifen, die an den Flügeln H seitlich von ihrer Drehachse angebracht sind. Durch Hineinziehen der Stellstange M in die hohle Windradwelle werden sich die Windflügel flach, das heißt in die Umdrehungsebene des Rades einstellen, während durch Herausschieben der Stellstange die Flügel in die Windrichtung eingestellt werden. Das Hineinziehen der Stellstange wird durch ein Gewicht Q unterstützt, das mittelst einer Kette an der Hülse O eingehängt ist. Begrenzt wird die Bewegung der Stellstange M durch den Winkelhebel Y, gegen dessen längeren Arm die Hülse O anstößt, sobald die Flügel die für die vortheilhafteste Wirkung des Windes geeignetste schräge Stellung eingenommen haben. Es kommt sonach nur darauf an, den Winkelhebel Y von dem Arbeitsraume aus einstellbar zu machen. Dazu ist mitten durch den Thurm die Stange Z geführt, welche an dem einen Ende eines zweiarmigen Hebels angreift, an dessen anderem Ende der Winkelhebel Y gelenkartig angehängt ist. Beim Niederziehen der Stange Z wird sonach die Stellstange M vorgeschoben und die Flügel mehr in die Windrichtung eingestellt, sodaß ihre Kraftwirkung eine mäßige wird. Umgekehrt wird ihre Wirkung verstärkt, sobald mit dem Niederziehen der Stange Z die Flügel in die Radebene gebracht werden. Bei den Wasserstationen, für welche dieser Windmotor gebaut wurde, verstellt ein Schwimmer in dem Wasserbehälter die Zugstange Z selbstthätig, sobald der Behälter mit Wasser gefüllt ist oder sich entleert hat.

Wir können zwei Arten von Windmotoren unterscheiden, und zwar solche, welche eine geringe Anzahl größerer Flügel haben, und solche, bei denen viele kleinere Flügel dicht neben einander gereiht sind. Die erstere bezeichnen wir als Windmotoren mit offenen Windfängen. Die Anordnung der Flügel dieser Motoren geht aus Fig. 298 bis 300 hervor. Die einzelnen Flügel können ebene oder gewölbte sein, sie können unmittelbar an der Welle oder in einer gewissen Entfernung von dieser — wie in Fig. 299 — an den Ruthen ansetzen.

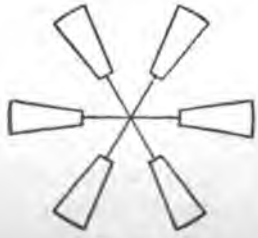


Fig. 298.

Fig. 299.

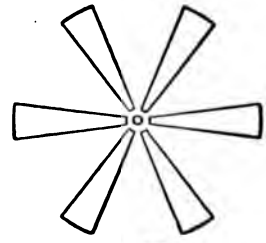


Fig. 300.

Windmotor mit dichten Windfängen wird die zweite Art bezeichnet. Die einzelnen Flügel ſind dicht neben einander gereiht und überdecken einander — entſprechend Fig. 301 — oder ſie ſind in kurzen Zwiſchenräumen neben einander angeordnet — wie in Fig. 302.

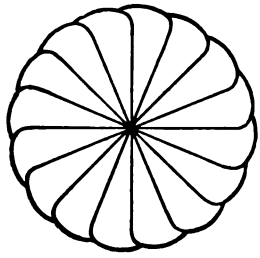


Fig. 301.

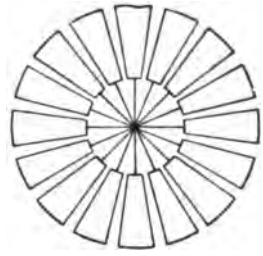


Fig. 302.

Windmotoren mit offenen Windfängen. Zu dieſen gehören die zuvor beſprochenen Windmühlen. Sie treten als ſelbſtthätige Motoren erſt in neuerer Zeit auf, umgekehrt können letztere als verbeſſerte Windmühlen angeſehen werden.

Ein Windmotor dieſer Art, wie er von Fr. Grothmann in Stade gebaut wird, zeigt Fig. 303. Der Windmotor iſt wie bei einer holländiſchen Windmühle ausgeführt. Die vier Flügel ſind an einer Roſette der Flügelwelle befeſtigt. Sie beſtehen, wie bei den Windmühlen, aus einzelnen Ruthen, die als Träger einer größeren Anzahl jalouſieartiger Klappen dienen. Dieſe Klappen ſind mit einem ihrer Zapfen in der Windruthe, mit den anderen in einem eiſernen Bügel gelagert, der an der Windruthe befeſtigt iſt. Die Klappen können ſelbſtthätig auf und nieder gezogen werden, wenn die Flügelfläche für den Windangriff verkleinert oder vergrößert werden ſoll.

Fig. 303.

Zur Einſtellung des Windmotors nach der Windrichtung iſt hinter demſelben ein kleiner Windmotor, die ſogenannte Windroſe, vorgeſehen, deren Welle rechtwinkelig zur Hauptwelle liegt. Die Bewegung der Windroſe wird in bekannter Weiſe auch der Plattform mitgetheilt, auf welcher die Flügelwelle gelagert iſt. Die Kraftübertragung von der Welle des Windmotors auf eine mitten durch das Gerüſt ſenkrecht hindurch führende Welle erfolgt durch ein Kegel-Räderpaar,

und sie kann in gleicher Weise auf eine wagerechte Vorgelegewelle weiter fortg
werden. Bei größeren Motoren wird die Angriffsfläche für den Wind d
vergrößert, daß zu beiden Seiten der Ruthe Jalousie-Klappen angeordnet w

Die vorgenannte Fabrik baut den Motor in den nachstehend angegebenen G

Nr.	Leistung in Pferdestärken bei 7 m Windgeschwindigkeit pro Sekunde	Einzelne Flügellängen mm	Stärke der stehenden Welle mm
0	2— 3	3700	45
1	3— 4	4500	50
2	6— 8	5700	65
3	10—12	6400	80

In Fig. 304 ist der sogenannte Kegel-Windmotor nach Söre
Patent darg
der von Th
Reuter & S
mann in Kiel
wird. Die sechs
gel des Wind
laufen kegelförmi
der Spitze der F
welle zusammen.
sind nach rück
so geneigt, daß
Flächen in
Kegelmantel
Nach Ansicht de
finders soll da
der Wind von
Mitte aus übe
Flügel hinwegg
und auf den äuß
Theil der Flügel
einwirken. Bei
Bauart können
alle Theile des
gelrades leichter
sicherer abgesteift
den, als bei den
recht zur Welle
geordneten Fl
Die einzelnen S
der Flügel, welch
einem hinteren

Fig. 304.

der Welle zusammenlaufen, sind durch einen ringförmigen Bügel unter einander verbunden. Die Flügel selbst bestehen aus einzelnen jalousieartigen Klappen, die bei zunehmender Geschwindigkeit sich selbstthätig öffnen und bei mangelndem Wind durch ein Gegengewicht geschlossen werden. Eine Steuerfahne auf dem entgegengesetzten Wellenende stellt den Motor in die Windrichtung ein.

Die Kegel-Windmotoren werden von Theodor Reuter & Schumann in Kiel in folgenden Größen gebaut*):

Motor-Nummer	Durchmesser des Windrades in Fuß	Anzahl der Windrad-Umdrehungen pro Minute	Pferdekraft bei einer Windgeschwindigkeit von 7 m pro Sekunde	Motor-Nummer	Durchmesser des Windrades in Fuß	Anzahl der Windrad-Umdrehungen pro Minute	Pferdekraft bei einer Windgeschwindigkeit von 7 m pro Sekunde
1	11	73	3/4	6	28	28	6
2	12	66	1 1/8	7	32	25	8
3	16	49	1 7/8	8	35	22	9 1/4
4	20	40	3	9	45	18	15 1/2
5	24	33	4 1/2	10	60	13	27

Nach Versuchen von La Cour in Askow auf Jütland, welche er mit diesem Motor angestellt hat, sollte die Leistung der Windmotoren mit offenen Windfängen, also mit einzelnen Flügeln, größer sein, als die der Windmotoren mit geschlossenen Windfängen. Letztere arbeiten mit geringerer Geschwindigkeit, vertragen aber eine 'größere Belastung. Die Windräder mit offenen Windfängen dagegen arbeiten mit großer Geschwindigkeit und sind vorzuziehen, weil die Arbeitsmaschinen, welche zu treiben sind, meistens eine größere Geschwindigkeit haben. Die Windräder mit geschlossenen Windfängen haben aber den Vorzug, daß sie eine starke Belastung ertragen können, ohne stehen zu bleiben.

Die Windmotoren mit geschlossenen Windfängen haben sich zuerst in Nordamerika eingeführt, sie sind uns durch die Ausstellung in Philadelphia im Jahre 1876 bekannt geworden und zeichnen sich besonders durch die Festigkeit ihrer Construction und die große Empfindlichkeit gegen den Winddruck aus. Sie arbeiten schon bei einer Luftbewegung, bei der die alten Windmühlen noch ganz

*) Der „deutschen Techniker-Zeitung, 1898, Seite 193" werden die folgenden Angaben entnommen: „Bei einem Windrade mit geschlossenen Flügeln nach Fig. 301 mit einem Flächeninhalt von 7440 qcm leistete derselbe 1,59 kgm in der Sekunde. Bei einem solchen mit offenen Flügeln nach Fig. 302 betrug die Leistung bei einer Fläche von 2976 qcm 1,77 kgm in der Sekunde. Trotz des 2,4mal kleineren Flächeninhaltes war demnach die Leistung des letzteren 10% höher. Das Windrad nach Fig. 298 mit sechs offenen Flügeln ergab bei einem Flächeninhalt der Flügel von 1116 qcm eine Leistung von 1,81 kgm in der Sekunde. Es ist dieses ein 2,7mal kleinerer Inhalt gegenüber dem Windrade nach Fig. 302 und 7mal kleiner gegenüber der in Fig. 301 dargestellten Ausführung. Die Arbeitsleistung betrug jedoch immer noch 11% mehr als bei Fig. 301 und 1% mehr als bei Fig. 302. Die Flügel der neuen Sörensen'schen Kegel-Windmotore — Fig. 299 und 300 — besaßen einen Inhalt von 1188 qcm, während die Arbeitsleistung 2,34 kgm in der Sekunde betrug. Der Flächeninhalt war demnach ungefähr 7mal kleiner als bei Fig. 301, wobei die Arbeitsleistung um 50% vergrößert war. Gegenüber dem in Fig. 302 dargestellten Windrade hatte der Kegel-Windmotor einen 2,7mal kleineren Flächeninhalt und die Arbeitsleistung desselben betrug etwa 30% mehr."

unempfindlich sind. Anstatt der einzelnen Flügel werden jalousieartige Brettchen auf einer vollständigen Kreisfläche radial angeordnet. Je nach der Windstärke werden die Brettchen mehr oder weniger schräg gestellt oder für den Stillstand direkt in die Windrichtung gebracht, gegen welche das Rad durch einen Steuerflügel selbstthätig eingestellt wird. Diese Brettchen und oft auch die Fläche des Steuers werden von Holz, alles übrige von Holz und Stahl gemacht. Der große Fortschritt, welchen die Amerikaner damit erreichten, bestand namentlich in der Verringerung des Gewichtes aller sich drehenden Theile. Es waren besonders zwei Gattungen von Windrädern, welche bis heute noch vorbildlich sind: das Windrad von Halladay (sprich: Halladeh) und das von Corcoran; letzteres ist als Eclipsrad in Amerika bekannt geworden.

Das Halladay-Rad ist dadurch gekennzeichnet, daß zwölf Jalousie-Brettchen auf einem Rahmen fächerartig befestigt sind, der aus der Ebene des Windrades nach hinten zurückgelegt werden kann, sobald die Windstärke zunimmt. Das Windrad besteht sonach aus einer Anzahl solcher Fächer, die bis zu einer gewissen Windstärke in einer Kreisebene liegen. Mit zunehmendem Winde werden sie alle gleichzeitig und selbstthätig zurückgelegt, und dadurch wird die Angriffsfläche für den Wind verkürzt.

Beim Eclipsrad werden — im Gegensatze zu dem vorhergehenden — die einzelnen jalousieartigen Brettchen aus der Ebene des Rades nicht herausgebracht. Es sind entweder die einzelnen Brettchen innerhalb eines eisernen Reifens um ihre Längsachse drehbar angeordnet, oder sie sind völlig starr eingebaut, und das ganze Rad wird je nach der Windstärke mehr oder weniger gegen die Windrichtung verstellt. In beiden Fällen erfolgt die Verstellung selbstthätig. Im ersteren Falle werden diese Brettchen von einem Punkte aus gedreht und jedes gegen den Wind eingestellt, ohne daß es seine achsiale Lage ändert. Seit der Weltausstellung in Philadelphia wurden die beiden genannten Arten von amerikanischen Windrädern von den verschiedensten deutschen Werken gebaut.

Eine Ausführung des Halladay-Rades von der Maschinenfabrik von Adolf Pieper in Mörs a. Rh. zeigt Fig. 305, in welcher von dem vorderen Theile des Rades nur das Gerippe wiedergegeben, alles andere fortgelassen ist. Auf dem Kopfe des Windrades S ist eine Rosette befestigt, welche die Ruthenstangen A trägt, deren Enden unter einander durch Spannstangen verbunden sind. Je zwölf jalousieartige Brettchen sind stets zu einem Fächer F zusammengestellt, indem sie unter einem bestimmten Winkel auf einer Holzleiste befestigt sind, welche in Zapfen schwingend an den Enden der Ruthenstange A' aufgehängt ist. An ihrem unteren Ende werden die Fächer durch je zwei Querleisten abgesteift, die je sechs Brettchen fassen, sodaß zwischen diesen beiden Gruppen von sechs Brettchen eine Lenkerstange an den Fächer angebracht werden kann. Diese Fächer, oder auch Segel genannt, werden durch Lenkerstangen B nach rückwärts umgelegt und ihre Spitzen gegen den Wind gerichtet, sobald der Wind an Stärke zunimmt. Zur gleichzeitigen Bewegung aller Lenkerstangen ist jede derselben durch Vermittelung eines Winkelhebels y und einer Zugstange an der verschiebbaren Hülse C angehängt. Wird letztere nach vorn geschoben, so macht der Winkelhebel Y einen Ausschlag, hebt die Lenkerstange B an, und diese kippt das Segel nach hinten,

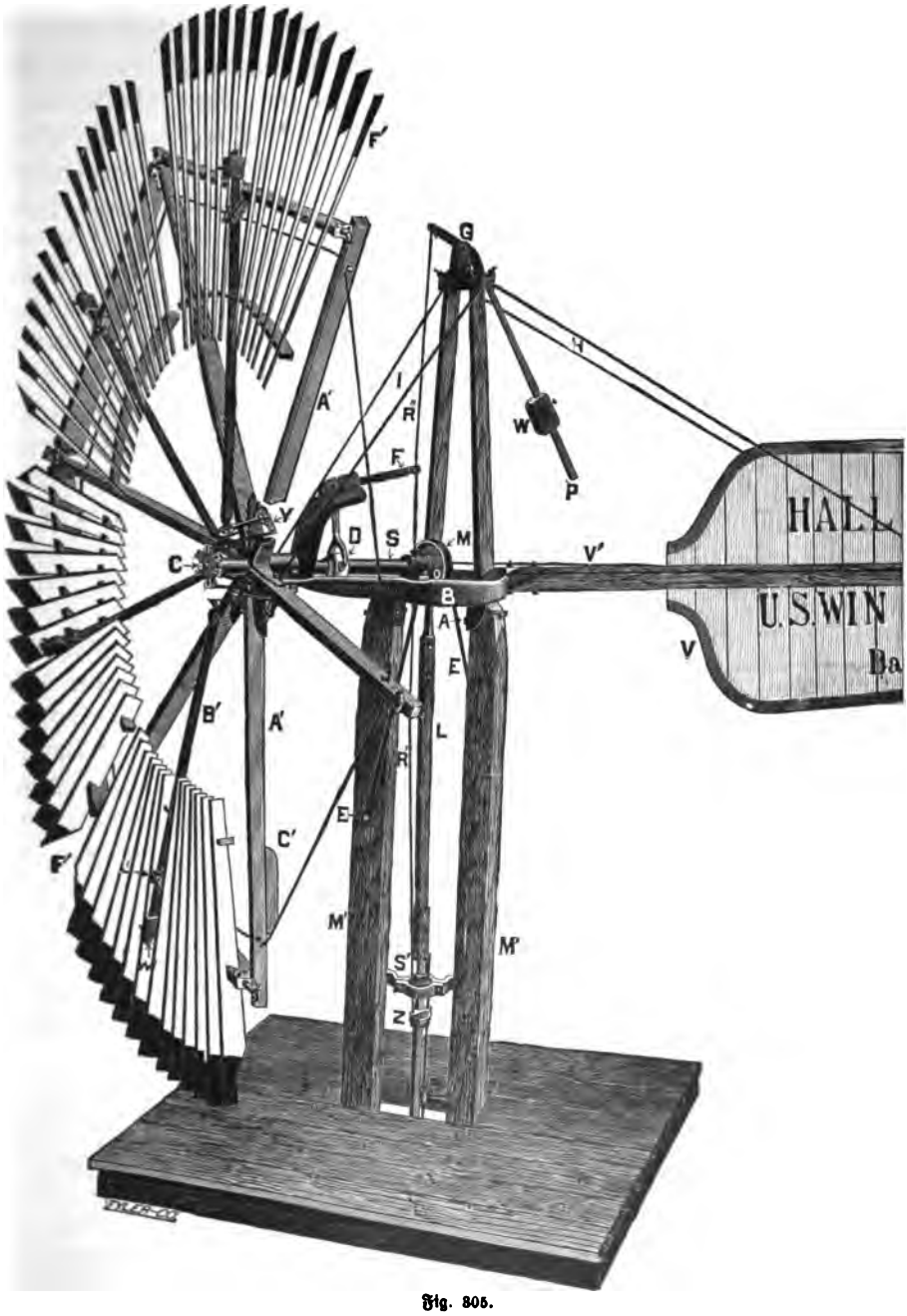


Fig. 805.

während sie selbst zwischen den beiden Gruppen von sechs Brettchen hindurchtritt. Ein Gewicht W' am oberen Ende jeder Lenkerstange vermittelt die Einstellung der Segel entsprechend der jeweiligen Windstärke. Bei schnellerem Gange des Motors streben die Gewichte nach Außen hin, nehmen auch die Lenkerstangen mit, und diese legen die Segel um, sodaß sie dem stärkeren Winde eine geringere Angriffs-

fläche darbieten. Die Hülse C, durch welche die Lenkerstangen verstellt werden, ist auf dem Ende einer Achse befestigt, welche von dem Winkelhebel F beherrscht wird, dessen gabelförmiges Ende D die Achse umgreift. Das Ende dieses Winkelhebels ist durch einen Draht, den sogenannten Ausrückerdraht, mit dem Gewichtshebel P verbunden, der bei G seinen Drehpunkt hat. Es kann also die Stellvorrichtung durch Anziehen des Ausrückerdrahtes von unten her in Thätigkeit gesetzt werden. In ihre Ruhelage wird sie durch das Gegengewicht W am Gewichtshebel P gebracht.

Der Motor ist auf einem Drehtische A aufgebaut, der auf dem großen Ring B sich dreht, der an dem Gerüst M' genau wagerecht angebracht ist. Durch die Zugstangen R und J ist der Steuerflügel gegen den Gestellrahmen B des Motors versteift. Die Kraftübertragung erfolgt bei dem dargestellten Motor mittelst der Kurbel M auf die Antriebsstange L, welche dadurch eine auf- und niedergehende Bewegung erhält.

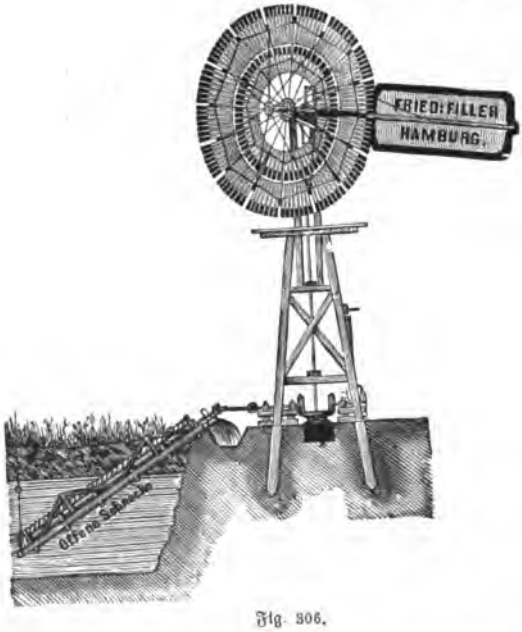


Fig. 306.

Fig. 306 zeigt einen vollständig zusammengesetzten Motor nach Ausführungen der Fabrik von Friedr. Filler in Hamburg, die ihn als Doppelmotor bezeichnet, weil er zwei mit Flügeln besetzte Ringflächen aufweist. Die beiden Ringflächen liegen in einer Ebene und concentrisch zu einander. Im Uebrigen entspricht der Bau dem vorgenannten Motor. Wie die Darstellung ergiebt, wird der Motor zur Wasserförderung mittelst einer offenen Schnecke benutzt. Seine Drehbewegung überträgt ein Kegelradpaar auf eine senkrechte Welle und ein zweites von dieser auf die wagerechte Antriebswelle der Schnecke. Die Fabrik baut Motoren mit einfachem und doppeltem Flügelrad in Größen nach folgender Tabelle:

Nummer	Größe des Windrades in Metern	Annähernde Leistung bei 7 m Windgeschwindigkeit pro Sekunde in Pferdekraft	Bemerkung	Nummer	Größe des Windrades in Metern	Annähernde Leistung bei 7 m Windgeschwindigkeit pro Sekunde in Pferdekraft	Bemerkung
0	2,45	1/2	mit einfachem Flügelrad	12	4,00	1 1/2	mit einfachem Flügelrad
1	3,05	3/4		13	4,30	2	
2	3,65	1		14	5,00	2 1/2	
3	4,00	1 1/2		15	5,50	3	
4	4,30	2		16	6,10	4	
5	5,00	2 1/2		17	6,70	5	
6	5,50	3 1/2	mit doppeltem Flügelrad	18	7,60	6	mit doppeltem Flügelrad
7	6,10	4 1/2		19	9,15	8	
8	6,70	5		20	11,00	12	
9	7,60	6		21	12,20	18	
10	8,50	7		22	13,75	22	
11	9,15	8		23	15,25	28	

Ein Windmotor, welcher dem amerikanischen Eclipsrad entspricht, ist nach Ausführung von Adolf Pieper in Mörs a. Rh. in Fig. 307 dargestellt. Bei diesem Windrade sind die einzelnen Flügel um ihre Längsachse drehbar. Das

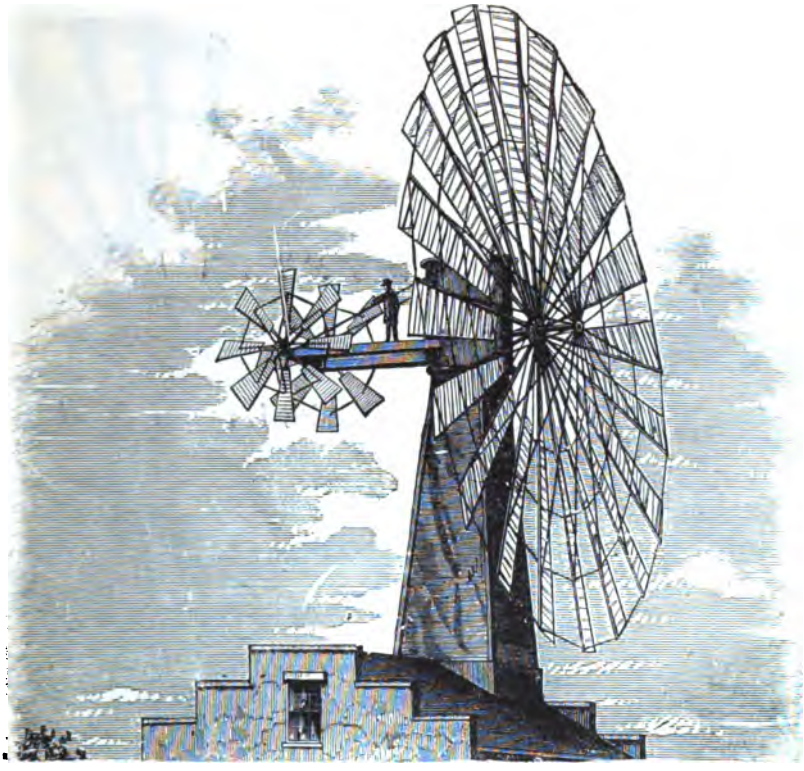


Fig. 307.

Rad erfordert dazu ein Gerippe von zwei Eisenringen, zwischen denen die Flügel radial so angeordnet sind, daß ihre Flächen in geschlossenem Zustande die kreisförmige Radfläche abdecken. Die Zapfen, um welche die Flügel sich drehen, lagern in eisernen Ringen. Letztere sind mittelst Spannstangen, welche nach einer Rosette auf der Windradwelle verlaufen, abgestützt. Wie bei den Flügeln einer Windmühle die Ruthe einseitig den Flügel durchzieht, so ist auch die Achse für die Flügel dieses Windrades einseitig angeordnet, sodaß der größere Theil der Fläche beim Verstellen der Flügel nach hinten ausschlägt. Gewöhnlich werden alle Flügel mittelst eines eisernen Ringes mit einander verbunden, durch dessen selbstthätige Drehung alle Flügel gleichzeitig umgelegt werden können.

Die Darstellung zeigt einen größeren Windmotor für eine Leistung von 12—14 Pferdekräften, der auf den Thurm eines Hauses aufgebaut ist. Zur Einstellung des Motors in die Windrichtung wird eine Windrose benutzt.

Unter dem Namen Gem-Windturbinen führt dieſelbe Fabrik einen Windmotor, wie er in Fig. 308 und 309 wiedergegeben iſt. Als Turbine bezeichnet ihn die Fabrik, weil die Flügel eine ſchaufelartige Krümmung haben. Die einzelnen Flügel beſtehen aus dünnem Stahlblech und ſind an zwei eiſernen Ringen

Fig. 308.

befeſtigt, und zwar in einer ganz beſtimmten Stellung gegen die Radebene, welche ſie dauernd beibehalten. Die Flügel ſind alſo nicht drehbar, und die Regulirung des Windmotors nach der Windſtärke geſchieht dadurch, daß ſeine Ebene mehr oder weniger ſchräg gegen die Windrichtung gebracht wird. Da die Steuerfahne unter der Wirkung des Windes ſich immer in ſeine Richtung einſtellt, ſo iſt eine Einrichtung getroffen, um mit zunehmender Windſtärke und wachſender Dreh-

geschwindigkeit des Flügelrades, die Steuerfahne gegen die Ebene des Rades zu verstellen. Die Verstellung von Steuerrad gegenüber Windrad geschieht entweder von Hand durch Anziehen des Ausrückerdrahtes von unten, oder selbstthätig durch eine Antriebsvorrichtung. Die Kraft des Rades wird, wie Fig. 309 erkennen läßt, von der Windradwelle mittelst zweier Stirnräder auf eine Kurbelscheibe übertragen und von dieser durch eine Schubstange auf die senkrechte Welle, die dadurch eine auf- und niedergehende Bewegung erhält. Zur Geradführung der letzteren sind Gelenkstangen benutzt.

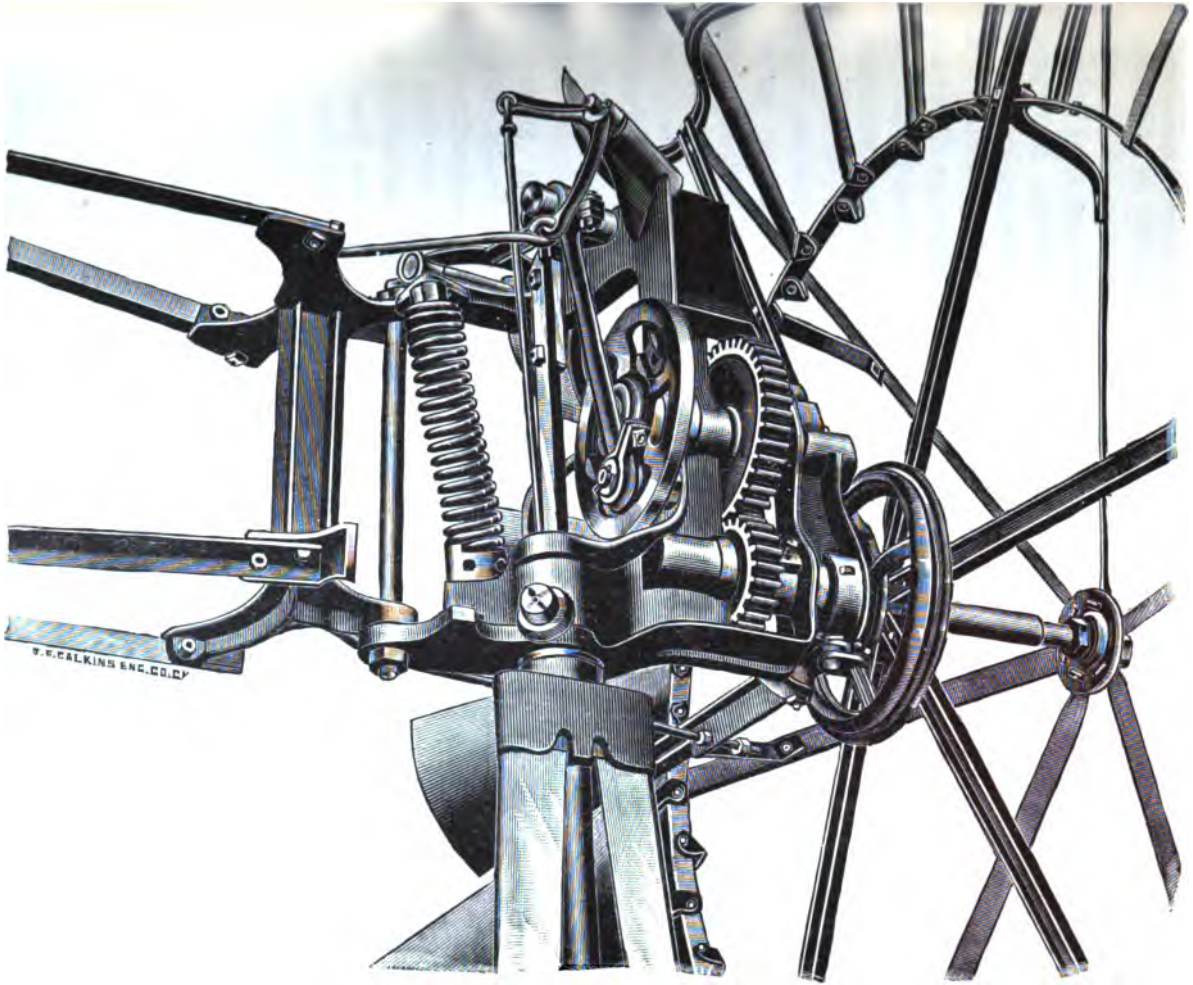


Fig. 309.

Aufstellung von Windmotoren.

Die Windmotoren werden entweder auf besonderen Gerüsten oder auf Thürmen oder auch unmittelbar auf das Dach eines Gebäudes aufgebaut. Im letzteren Falle ist es nothwendig, ein kleines Gerüst für den Motor über das Dach so viel herauszuführen, daß die untere Kante des Windrades alle Gebäude, Bäume u. s. w., die im Umkreise von 300 m liegen, etwas überragt. Je höher der Motor aufgebaut werden kann, desto günstiger wird natürlich seine Leistungsfähigkeit sein. Da indessen mit wachsender Gerüsthöhe auch die Kosten der Anlagen und die der Transmission sich steigern, so empfiehlt es sich, das Gerüst von vornherein an einem Orte aufzustellen, wo der Wind möglichst wenig durch Gebäude, Bäume und dergleichen aufgehalten wird. Dort, wo der Motor innerhalb der Gebäude aufgestellt werden muß, ist vor Allem darauf zu achten, daß diese nicht so liegen, daß Gegenwinde oder Wirbelwinde in der Nähe des Rades sich bilden können. Kann in einem solchen Falle der Windmotor der plötzlich veränderten Windrichtung nicht folgen, so steigert sich die Gefahr, daß die Gegenwinde ihn niederreißen. Die Gerüste werden aus Holz oder Eisen hergestellt und müssen mindestens eine Höhe von 10 m haben.

Fig. 310.

Handelt es sich darum, an den verschiedensten Stellen Arbeiten durch den Windmotor verrichten zu lassen, so beispielsweise für den landwirthschaftlichen Betrieb, so kann das Gerüst, wie die Ausführung Fig. 310 von Friedr. Filler in Hamburg zeigt, auf einem Wagen aufgebaut werden. Der Wagen nimmt hier zugleich die Pumpe auf, die zur Entwässerung von Gruben und dergleichen benutzt werden kann. Die Gerüste von fahrbaren Motoren werden mit Rücksicht auf die Schwierigkeit des Transportes nicht höher als 3 m gebaut.

Berechnung der Windmotoren.

Der Wind, dessen Kraft die Windmotoren auszunutzen bestimmt sind, ist, wie wir wissen, seiner Stärke und seiner Geschwindigkeit nach verschieden. Bei den

Windmühlen, welche von Hand in die Windrichtung eingestellt werden, ist es erforderlich, die Aenderung der Windrichtung genau zu beobachten. Man bedient sich dazu, wie bekannt, einer Wetterfahne, die möglichst frei auf einem hohen Gebäude angebracht wird. Bei den neueren Windmühlen, sowie bei den Windmotoren hat man sich von dieser Arbeit der dauernden Beobachtung einer Wetterfahne frei gemacht und Vorrichtungen getroffen, durch welche die Windmühlen selbstthätig in die Windrichtung eingestellt werden. Wir wissen, daß dazu entweder die sogenannte Windrose benutzt wird, das ist ein kleiner Windmotor, dessen Achse quer zur Achse des Hauptmotors gelagert ist, oder die Steuerfahne, durch deren Anwendung der ganze Windmotor die Eigenschaft einer Wetterfahne annimmt.

Auch gegen die Aenderung der Windstärke sind bei allen Windmotoren selbstregulirende Vorrichtungen in Gebrauch gekommen. Mit einer derartigen Einrichtung kann man sich wenigstens insofern von den Aenderungen in der Windstärke unabhängig machen, als man für alle Winde, welche eine gewisse Stärke überschreiten, die wirksame Arbeitsfläche des Windmotors entsprechend verkleinert. Dagegen giebt es bisher kein Mittel, um schwächere Winde durch ein künstliches Mittel zu einer stärkeren Wirkung zu bringen.

Wir haben für den Antrieb der Windmotoren in der Hauptsache die Windgeschwindigkeit zu berücksichtigen, weil nach dieser die Kraftleistung des Motors sich richtet. Für das Verhältniß zwischen der Geschwindigkeit des Windes in jeder Sekunde und dem Druck auf einen Quadratmeter ebener Fläche giebt D'Aubuisson (sprich: D'ohbuissong) folgende Werthe an:

Geschwindigkeit pro Sekunde in m	Druck auf 1 qm ebene Fläche in kg	Benennung des Windes
1	0,13	kaum merkbar
2	0,54	gelinder Wind
6	4,87	frischer Wind (Brise)
7	6,46	bester Windmühlenwind
9	10,97	sehr frischer Wind
12	19,50	fast stürmisch
15	30,47	stürmisch
20	54,16	Orkan

Die Bezeichnung für die Windgeschwindigkeiten sind jedoch nicht überall dieselben. So heißt es z. B. in Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik“:

„Unter Sturm versteht man den heftigen Wind von 20—28 m Geschwindigkeit, und Orkan ist ein Wind von 30 und mehr Meter Geschwindigkeit. Wind von 3 m Geschwindigkeit ist in der Regel nicht hinreichend, um ein belastetes Windrad im Umgang zu erhalten; steigt hingegen die Windgeschwindigkeit über 12 m, so läßt sich die Windkraft nicht mehr mit Vortheil zu gute machen, weil dann die Flügel eine zu große Geschwindigkeit annehmen würden. Stürme oder gar Orkane sind aber für die Windmühlen im höchsten Grade gefährlich, weil sie sehr oft das Abheben oder Umstürzen derselben herbeiführen.“

Die neueren Windmotoren werden möglichst so gebaut, daß sie schon bei 5 m Windgeschwindigkeit in Gang kommen. Alle Bemühungen gehen darauf hin, die Ingangsetzung des Windmotors mit einer möglichst geringen Geschwindigkeit zu Stande zu bringen. Im Allgemeinen kann verlangt werden, daß ein Motor bei 7 m Geschwindigkeit ungefähr das Dreifache leistet, als bei der geringsten Geschwindigkeit, durch welche er bisher in Gang gesetzt werden kann. Bestimmte Regeln lassen sich noch nicht aufstellen. Die Fläche des Windmotors sollte reichlich groß sein, man wird aber zur Beurtheilung der Größe erst untersuchen müssen, welche mittlere Windgeschwindigkeit innerhalb eines Jahres an der Stelle anzunehmen ist, an welcher der Motor zur Aufstellung kommen soll. In einem Aufsatz über „die Wasserversorgung des Artillerielagers bei Oldebrock (Niederlande) und der Berechnung der Windmotoren" äußert sich H. Hinkelmann*) in Amersfoort:

„Um die mittlere jährliche Leistung eines Windrades berechnen zu können, muß man auch die mittlere Jahresgeschwindigkeit des Windes kennen; diese aber ist wieder von der Lage des betreffenden Ortes abhängig."

„Aus den Berichten des Königl. Meteorologischen Institutes zu Neufahrwasser vom Jahre 1878 und aus denen des Institutes zu Hamburg habe ich mittlere Jahresgeschwindigkeiten von 4,435, bezw. 5,905 m pro Sekunde gefunden."

„Auch durch eigene Beobachtungen hierzu berechtigt, glaube ich darum wohl aussprechen zu dürfen, daß eine mittlere Jahresgeschwindigkeit von etwa 4,5 m pro Sekunde wohl die kleinste vorkommende sein wird; in den weitaus meisten Fällen aber wird diese Geschwindigkeit größer sein. Handelt es sich nur um die Beschaffung einer bestimmten Trinkwassermenge, so wird man, falls die Wasserversorgung durch Windräder geschehen soll, sicher gehen, wenn man zur Berechnung der Größe des Windrades nur eine Geschwindigkeit von 4,5 m pro Sekunde in Rechnung bringt. Für die gebräuchlichen Größen der Windräder ist in der nachstehenden Tabelle die Leistung bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten berechnet."

Durchmesser in Metern**)	Windfangende Oberfläche in Quadratmeter	Nutzeffekt in mkg pro Sekunde bei einer Windgeschwindigkeit von					
		4 m	5 m	6 m	7 m	8 m	10 m
2,44	4,2	4	8	15	23	32	64
3,05	6,6	7	13	23	36	56	104
3,65	9,6	10	19	33	53	80	152
4,26	13,0	13	26	45	71	104	208
4,88	17,0	17	34	59	93	136	272
5,48	21,5	22	43	74	118	176	344
6,10	26,5	27	53	92	145	216	424
7,62	41,4	42	83	143	226	336	664

*) „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure."

**) Die Werthe für den Durchmesser des Flügelrades sind von englischen Fußen in Meter umgerechnet, wobei gesetzt wurde: 1 englischer Fuß = 0,3048 Meter.

Für eine mittlere Windgeschwindigkeit von 7 m in der Sekunde kann die folgende Tabelle gelten:

Durchmesser des Rades in m	3,05	3,65	4,00	4,3
Windfangende Oberfläche in qm	6,5	9,3	11,2	12,9
Leistung bei 7 m Windgeschwindigkeit in Pferdekräften	0,48	0,68	0,82	0,95

Die Zahlen der letzten Tabelle sind indessen nur zu verwenden, wenn der Windmotor sehr windfrei steht.

Bei der Einwirkung des Windes auf wirksame Flügelflächen kommt des Weiteren die Größe des Neigungswinkels der einzelnen Flügel in Betracht, den diese gegen die Windrichtung einnehmen. Bei der Wahl dieses Neigungswinkels ist das Verhältniß der Windgeschwindigkeit zu der Umdrehungsgeschwindigkeit des Flügels bestimmend.*) Es ist dabei nicht zu vergessen, daß, während der Wind über die Vorderseite der Flügel hinwegstreicht, die Luftschichten auch hinter den Flügeln mit in die Bewegung hineingezogen werden und dabei hinter denselben wirbelnde Bewegung verursachen. Die Umfangsgeschwindigkeit des ganzen Windrades nimmt man dabei der Windgeschwindigkeit gleich an und darnach berechnet man in bekannter Weise die Anzahl von Umdrehungen, welche das Windrad macht.**)

*) Bezeichnet nach Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2“:

c = Windgeschwindigkeit,
v = Flügelgeschwindigkeit,
g = 9,81 m,
α = Neigungswinkel der Flügel gegen die Windrichtung,
F = Fläche des getroffenen Flügels,
γ = Dichtigkeit des Windes,

so ist der Stoß des Windes, welcher gegen die Flügel ausgeübt wird, oder die Normalkraft des Windes:

$$N = 3\,\frac{(c - v)^2}{2\,g}\,\sin^2\alpha\,F\,\gamma.$$

Es folgt dann weiter die mechanische Leistung des Windmotors zu:

$$L = 3\,\frac{(c\,.\,\sin\alpha - v\cos\alpha)^2}{2\,g}\,.\,v\cos\alpha\,F\,\gamma.$$

Den Neigungswinkel des Flügelelementes gegen die Windrichtung findet man für ein bestimmtes Verhältniß $\frac{v}{c}$ aus:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{3\,v}{2\,c} + \sqrt{\left(\frac{3\,v}{2\,c}\right)^2 + 2}.$$

Es heißt in Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2“: „Da bei einem und demselben Flügel die entfernteren Elemente eine größere Geschwindigkeit besitzen, als die der Umdrehungsachse näher stehenden, so folgt hieraus, daß den entfernteren Flügeltheilchen ein größerer Stoßwinkel zu ertheilen ist, als den näheren, um eine möglichst große Leistung zu erhalten. Es sind also die Flügel nicht eben, sondern windschief und zwar so herzustellen, daß die äußeren Theile weniger als die inneren von der Umdrehungsebene abweichen.“

**) Ist R = äußerer Radius des Windrades, bei zwei oder mehreren Flügelkränzen der größte Radius,
n = Tourenzahl des Windmotors,

Um die Leistungen von Windmotoren mit zwei oder mehreren Flügelkränzen zu berechnen, muß man die Leistungen jedes einzelnen Kranzes für sich berechnen und die gesammte Leistung daraus bestimmen.

Die Nutzwirkung eines Windmotors, also seine Kraftleistung, wechselt mit zunehmender Windgeschwindigkeit ungemein.*) Es wird deshalb stets zu prüfen sein, bei welcher Geschwindigkeit die Nutzwirkung in Frage kommen soll. Als hauptsächliche Ursache für Verluste, die durch Reibung der Theile des Motors hervorgerufen werden, ist der Reibungsverlust im vorderen Lager der Windradwelle zu betrachten. Dieses Lager hat die ganze Last des Windmotors fast ganz allein aufzunehmen. Den gesammten Reibungsverlust setzt man abgerundet mit 15% an.

---

so ist die Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{2\,R\,\pi}{60} \cdot n,$$

woraus die Tourenzahl zu:

$$n = \frac{60\,v}{2\,R\,\pi} \sim 9{,}5 \cdot \frac{v}{R}$$ folgt.

*) Den Nutzeffekt eines Windmotors findet man aus der Gleichung:

$$N = \alpha \cdot F \cdot v^3 \text{ mkg pro Sekunde,}$$

worin α = einen Coefficienten,
F = die windfangende Fläche des Windrades,
v = die Windgeschwindigkeit in Metern pro Sekunde bedeutet.

Ist z. B. durch einen Windmotor stündlich eine Wassermenge von 3500 Litern auf eine Höhe von 60 m zu heben, so ist dazu eine Kraftleistung $3500 \cdot 60 = 210000$ mkg pro Stunde oder $\frac{210\,000}{3600} = 58{,}33$ mkg pro Sekunde erforderlich. Beträgt weiter z. B. die windfangende Oberfläche des Rades 17 qm, wie bei dem schon erwähnten Windmotor für das Artillerielager bei Oldebroek, und die Windgeschwindigkeit 6 m, so erhält man durch Einsetzen dieser Werthe in die Gleichung für die Nutzleistung:

$$58{,}33 = \alpha \cdot 17 \cdot 6^3$$

und daraus:

$$\alpha = \frac{58{,}33}{17 \cdot 216} = 0{,}016$$

und somit weiter:

$$N = 0{,}016 \cdot F \cdot v^3.$$

In dem Coefficienten $\alpha = 0{,}016$ sind alle Reibungsverluste mit inbegriffen.

Diese letzte Formel kann jedoch nur für sehr günstige Verhältnisse benutzt werden, wo also der Windmotor möglichst frei steht.

Im Allgemeinen rechne man nach Abzug von 15% Reibungsverlust die Leistung des Windmotors nach der Formel:

$$L = 0{,}011193\ F\ v^3 \text{ mkg}$$

oder

$$L = 0{,}0001492\ F\ v^3 \text{ Pferdestärken.}$$

Wärmemotoren.

Bei den bisher behandelten Kraftmaschinen ist es entweder das Wasser oder die Luft, wie sie die Natur dem Menschen darbietet, welche zur Ausnutzung kommen. Wasser und Luft wirken in diesem Falle unmittelbar auf eine Kraftmaschine ein und treten, in ihrem Zustande unverändert, wieder aus der Kraftmaschine aus. Bei den nun folgenden Wärmemotoren kommt ebenfalls wieder eine Flüssigkeit im weiteren Sinne des Wortes, also eine tropfbare oder gasförmige Flüssigkeit, als Arbeitsmittel zur Verwendung. Diese Flüssigkeit wird aber in der Kraftmaschine nicht verwendet, wie sie sich in der Natur vorfindet, vielmehr wird sie durch Erwärmung erst in einen Zustand gebracht, in welchem sie, Kraft abgebend, auf den Motor einwirken kann. Während sie aber durch den Motor hindurchgeht, soll sie allmählich wieder in den ursprünglichen Zustand zurückverwandelt werden und, nachdem sie den Motor verlassen hat, ihren ursprünglichen Zustand wieder annehmen.

Kreisprozeß. Die Ausdehnung, welche alle Körper erfahren, wenn ihnen Wärme zugeführt wird, ist eine Kraftäußerung, welche von den Menschen für technische Zwecke nutzbar gemacht werden kann. Geschieht dies, so nutzt der Mensch dabei die Wärme zu äußerer Arbeit aus, welche er dem Körper im Ueberschuß mitgetheilt hat. Der Körper ist dabei das Arbeitsmittel. Ist er eine Flüssigkeit im weiteren Sinne des Wortes, so nennen wir das Arbeitsmittel eine Arbeitsflüssigkeit. Wir können eine solche Arbeitsflüssigkeit einer wiederholten Aenderung ihres Zustandes unterwerfen, bei welcher wir ihr mehr Wärme mittheilen, als ihr darauf entzogen wird. Die ihr überschüssig mitgetheilte Wärme können wir als Arbeitsgewinn nutzbar machen. Weil dieser Prozeß in der Weise vor sich geht, daß wir der Flüssigkeit zuerst Wärme zuführen, um sie zur Ausdehnung zu zwingen, und darauf ihr wieder Wärme entziehen, um sie zu zwingen, daß sie sich wieder zusammenzieht, so bezeichnen wir die Arbeit, welche sie dabei in ihrem Inneren verrichtet, als Expansionsarbeit (vom lateinischen expansio = Ausdehnung). Auf solche Weise kann man eine Flüssigkeit in stetem Kreislauf einer Wandlung unterziehen. Wir sagen alsdann, die Flüssigkeit ist einem Kreisprozeß unterworfen.

Zur Mittheilung von Wärme wird in der Regel eine Feuerung benutzt, die geeignet ist, den einen oder anderen Brennstoff zur Verbrennung zu bringen. Zur Entziehung von Wärme benutzt man, wenn auch seltener, die Luft, in der Regel Kühlwasser.

Soll bei einem solchen Kreisprozeß eine möglichst große Arbeit durch Ausdehnung der Arbeitsflüssigkeit geleistet werden, so kommt es darauf an, daß letztere durch Hinzuführung von Wärme besonders stark sich ausdehnt, also einen wesentlich größeren Raum einnimmt, als in ihrem normalen Zustande. Deswegen können feste Körper hierbei nicht in Frage kommen, sondern nur die Flüssigkeiten. Sind sie tropfbar flüssig, dann muß durch Hinzuführung von Wärme die Flüssigkeit während des Kreisprozesses zunächst in ein Gas und darauf dieses durch Abkühlung wieder in eine tropfbare Flüssigkeit verwandelt werden. Kommt ein Gas als Flüssigkeit in Frage, dann findet die Zustandsänderung nur durch Vergrößerung seines Volumens bei der Erwärmung und durch Verkleinerung desselben bei der Abkühlung statt. Im ersteren Falle ist fast immer die Arbeitsflüssigkeit das Wasser, welches durch Erwärmung in Wasserdampf umgewandelt wird. Die Kraftmaschinen aber, welche von dem Wasserdampf betrieben werden, nennen wir Dampfmaschinen. Im letzteren Falle ist die Arbeitsflüssigkeit Luft oder ein Gemisch derselben mit den Gasen von Brennstoffen, die zur Erwärmung benutzt werden. Die Kraftmaschinen, in welchen die durch Wärme ausgedehnten Gase nutzbar gemacht werden, bezeichnen wir als Heißluft-Maschinen oder in besonderen Fällen als Gaskraft-Maschinen, Petroleum-Maschinen oder dergleichen.

Geschlossene Wärmemotoren. Wir verstehen darunter solche Kraftmaschinen, bei welchen, dem soeben behandelten Kreisprozeß entsprechend, ein und dieselbe Arbeitsflüssigkeitsmenge immer wieder benutzt wird, indem sie durch Zuführung und durch Entziehung von Wärme einem Kreisprozeß mit Bezug auf ihre Zustandsänderung unterworfen wird. Ein solcher geschlossener Wärmemotor ist beispielsweise eine Dampfmaschine mit Condensation, wenn der Dampf, dessen Spannung in der Dampfmaschine ausgenutzt wurde, in ein Condensationsgefäß geleitet wird, dessen Oberfläche so weit gekühlt wird, daß der Dampf wieder in eine tropfbare Flüssigkeit umgewandelt und diese in geschlossener Leitung dem Dampfkessel zugeführt wird.

Offene Wärmemotoren. Läßt man die Arbeitsflüssigkeit, nachdem sie durch Wärme in ein Gas verwandelt und die Ausdehnbarkeit dieses Gases in der Kraftmaschine ausgenutzt hat, in die Atmosphäre entweichen, dann muß die Arbeitsflüssigkeit immer wieder durch neue Flüssigkeit ersetzt werden. Kraftmaschinen, welche in dieser Weise arbeiten, werden als offene Wärmemotoren bezeichnet. Die Dampfmaschine ohne Condensation ist ein Beispiel dafür. Sie nimmt den durch Wärme aus dem Wasser erzeugten Wasserdampf auf, stößt ihn aber, nachdem sie seine Kraft ausgenutzt hat, in die freie Atmosphäre ab. Die Flüssigkeit durchläuft dabei nur einen unvollständigen Kreisprozeß, weil nicht wieder die gleiche Flüssigkeitsmenge in den ursprünglichen Zustand zurückgeführt und von Neuem wieder verwendet wird. Leitet man aber beispielsweise den

Auspuffdampf der Dampfmaschine wieder in das Speisewasser zurück, so kann man den unvollständigen Kreisprozeß einem vollständigen wieder näher bringen.

Geschlossene und offene Feuerung. Die Feuerung, welche dazu bestimmt ist, der Arbeitsflüssigkeit Wärme zuzuführen, entwickelt gasförmige Verbrennungsprodukte. Es können diese Gase die Wärme dadurch an die Arbeitsflüssigkeit abgeben, daß sie mit ihr gemischt und auf diese Weise mit ihr gemeinsam in der Kraftmaschine zur Wirkung gebracht werden. Eine derartige Feuerung bezeichnen wir als eine geschlossene Feuerung. Werden dagegen die gasförmigen Verbrennungsprodukte des Heizmateriales nur um den Behälter herumgeführt, welcher die Arbeitsflüssigkeit enthält, und sodann in die Atmosphäre abgeleitet, dann haben wir es mit einer offenen Feuerung zu thun. Die Wärmeabgabe erfolgt im letzteren Falle durch die Wände des Behälters hindurch, der die Arbeitsflüssigkeit enthält, wobei die Wand des Behälters als Heizfläche dient.

Eine geschlossene Feuerung setzt stets eine offene Maschine voraus; so ist z. B. der Gasmotor eine offene Maschine, bei welcher der Brennstoff, also hier das Gas, in dem Inneren der Maschine verbrannt wird. Andererseits erfordert die Dampfmaschine, gleichgültig, ob sie eine offene oder geschlossene Maschine ist, stets eine offene Feuerung.

Zustandsänderung des Wasserdampfes. Erwärmt man Wasser in einem offenen Gefäß bis 100° Celsius, so fängt es bei dieser Temperatur, Siedetemperatur, an, Dampf zu bilden. Bei weiterer Zuführung von Wärme wird die Verdampfung von Wasser so lange fortdauern, bis kein Wasser mehr vorhanden ist. Wasser und Dampf stehen dabei unter demselben Druck, wie die Atmosphäre, in welcher sie sich befinden. Wir können uns diesen Vorgang auch innerhalb eines cylindrischen Gefäßes C veranschaulichen, in welchem, wie in Fig. 311 dargestellt ist, ein Kolben K dampfdicht sich bewegt und dessen Boden mit Flüssigkeit bedeckt ist. Wir setzen dabei voraus, daß der Kolben sich ohne Widerstand in dem Cylinder bewegt oder daß der Reibungswiderstand in irgend einer Weise vollständig ausgeglichen ist, beispielsweise durch ein Gegengewicht G, wenn, wie in der Fig. 311, der Kolben K einerseits, das Ausgleichsgewicht andererseits an einem Seil aufgehängt ist. Von dem Augenblick an, wo das Wasser durch Erwärmung eine Verdampfungstemperatur erreicht hat, wird bei ununterbrochener Wärmezufuhr der sich bildende Dampf den Kolben allmählich aufwärts bewegen, und zwar so lange, als noch Wasser vorhanden ist, welches zur Verdampfung kommt. Da aber Dampf von 100° C., der sich ohne Gegendruck, wie in der freien Atmosphäre, entwickelt, einen fast 1700mal größeren Raum einnimmt, als Wasser von 100° C., aus dem er entstanden ist, so bedarf es einer nur sehr kleinen Wassermenge, um den Cylinder unterhalb des Kolbens vollständig mit Dampf zu erfüllen. Dieser Dampf hat bis zu dem Augenblicke, wo der letzte Tropfen verdampft ist, eine Temperatur von 100° C.

Fig. 311.

Wird aber dem Kolben ein Widerstand entgegengesetzt, so wird, entsprechend dem Druck, der auf dem Kolben lastet, die Dampfspannung und damit auch ihre Temperatur erhöht. So wird beispielsweise der Dampf bis auf weniger als die Hälfte seines Volumens zusammengedrückt, wenn der Kolben — entsprechend Fig. 311 — mit einem Ueberdruck von einer Atmosphäre niedergehalten wird, d. h. mit einem Druck, der noch einmal so groß ist, als der Druck der freien atmosphärischen Luft.*) Die Temperatur des Dampfes steigt dabei auf 120,6° C. Mit jeder weiteren Vergrößerung des Widerstandes gegen den Kolben, also mit wachsendem Ueberdruck, wird zwar sein Volumen auch geringer und seine Temperatur eine höhere werden, nicht aber mehr in dem Verhältniß, wie vorher. Mit wachsendem Druck läßt die Zusammendrückbarkeit des Dampfes nach, und die Fähigkeit seiner Temperatursteigerung verringert sich. In jedem Falle hängt die Spannung des Dampfes nur ab von seiner Temperatur und seine Temperatur von der Spannung.

Von dem Augenblicke jedoch an, wo der letzte Tropfen verdampft ist, ist auch die soeben besprochene Beziehung zwischen Dampfspannung und Dampftemperatur eine andere. Wird Dampf, der mit Wasser nicht in Berührung steht, fortgesetzt erwärmt, so kann man sein Volumen vergrößern, ohne seine Temperatur zu erhöhen. Mit dieser Volumenvergrößerung ist alsdann eine Spannungsverminderung verbunden. Die Dichtigkeit des Dampfes nimmt ab; man kann sie also nur so lange vergrößern, als noch Wasser vorhanden ist.

Der Dampf kommt sonach in zwei Zuständen vor: entweder ist er mit Wasser in dauernder Berührung, dann ist es nicht möglich, Dampf bei gleichbleibender Temperatur sei es zu verdichten, sei es höher zu spannen. Dieser Dampf wird als *gesättigter* bezeichnet, weil er seine größte Dichtigkeit und Spannung erreicht hat. Im Gegensatz zu dem gesättigten Dampf nennt man denjenigen, der eine höhere Temperatur hat, als ihm nach seiner Dichtigkeit und Spannung zukommt, *überhitzten* Dampf. Letzterer kann in Gegenwart von Wasser nicht erzeugt werden. Soll eine Wassermenge in Dampf von bestimmter Temperatur umgewandelt werden, so steigt unter Zuführung von Wärme die Temperatur des Wassers bis zu dem Punkte, bei welchem gesättigter Dampf sich bildet. Von diesem Punkte an steigt aber unter der Voraussetzung, daß der Druck der gleiche bleibt, die Temperatur des Dampfes nicht mehr, bis das Wasser völlig in gesättigten Dampf verwandelt ist.

Man bezeichnet nun diejenige Wärmemenge, welche dem Wasser zugeführt werden muß, um Wasser von bestimmter Temperatur in Dampf von gleicher Temperatur umzuwandeln, als *latente Wärme* (vom lateinischen latens = heimlich,

*) Es wurde durch Untersuchungen gefunden, daß das Gewicht der Luftsäule, welche über 1 qcm Grundfläche auf der Erdoberfläche lastet, 1 kg beträgt, und wir bringen jeden Druck eines Gases oder einer Flüssigkeit in Beziehung zu diesem Atmosphärendruck. Wenn also beispielsweise ein Gas mit einem Druck von 2 kg auf jeden Quadratcentimeter Fläche eines Gefäßes wirkt, so sagen wir, daß dieser Druck = 2 Atmosphären beträgt oder das Gas hat einen *Ueberdruck* von einer Atmosphäre. Denn mit *Ueberdruck* bezeichnen wir den Druck eines Gases, um welchen es den Luftdruck in der freien Atmosphäre überragt.

verborgen), und man versteht unter latenter Wärme diejenige Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 kg Wasser von bestimmter Temperatur in gesättigten Dampf von derselben Temperatur umzuwandeln. Bezogen auf die Gewichtseinheit, also auf 1 kg Wasser, nennt man diese Wärmemenge auch die Verdampfungswärme. Um eine gewisse Wassermenge von niedrigerer Temperatur in Dampf von einer höheren Temperatur umzuwandeln, muß aber das Wasser zunächst bis zu seiner Dampfbildung erwärmt werden. Die Wärmemenge, welche hierzu erforderlich ist, bezeichnet man als Flüssigkeitswärme. Es setzt sich darnach die gesammte Wärmemenge, welche zur Dampfbildung erforderlich ist, aus dieser Flüssigkeitswärme und der Verdampfungswärme zusammen.*)

Von der Wärme, die aufgewendet wird, ist nur diejenige fühlbar und meßbar, welche das Wasser, bezw. der Dampf hat, die latente Wärme kann nicht direkt gemessen werden.

Die Eigenschaften des gesättigten Dampfes sind in der Tabelle auf Seite 286 bis zu einem Druck von 25 Atmosphären zusammengestellt.

Wasserdampf. Häufig zeigen Dampfkessel den Uebelstand, daß bei der Dampfentwickelung der Dampf Wasser mitreißt, wenn er fortgeleitet wird. Dieser Dampf, der als nasser Dampf bezeichnet wird, ist mit Wasser in feiner Vertheilung gemischt und nicht zu verwechseln mit gesättigtem Dampf. Der nasse Dampf setzt sein überschüssiges Wasser an den Wandungen der Dampfmaschine sehr leicht wieder ab und verringert dadurch ihre Leistung. Es muß deshalb Alles dazu gethan werden, um die Bildung von nassem Dampf zu verhüten oder solchen Dampf nachher zu trocknen. Die Dampfkesselfabrik von Babcock & Wilcock Co. in New York und Berlin sagt mit Bezug auf den nassen Dampf:

Wenn der Dampf mit einer Geschwindigkeit von mehr als 0,75 m bis 0,90 m in jeder Minute von dem Wasserspiegel steigt, reißt er Wasser mit, und ist einmal Wasser in fein vertheiltem Zustande im Dampfe enthalten, so schlägt es sich nicht leicht wieder nieder. Eine Stromgeschwindigkeit von 0,30 m pro Sekunde genügt bereits, um Wasserkügelchen von $^1/_{40}$ mm Durchmesser mitzutragen.

Herr Prof. Denton hat bewiesen, daß Dampfstrahlen, welche aus einer Oeffnung in einen Dampfkessel oder Dampfbehälter ausströmen, dem bloßen Auge einen merklichen Unterschied zeigen, wenn der Dampf weniger als 1 % von dem Sättigungspunkt in die Richtung der Uebersättigung oder der Ueberhitzung sich ändert. Strömt ein Dampfstrahl aus einem Dampfkessel unter der Voraussetzung

---

*) Nach Regnault kann man für Wasserdampf von 0 bis 230° setzen, um bei constantem Druck p 1 kg gesättigten Dampf von der Temperatur t° aus 1 kg Wasser von 0° zu erzeugen.

Für die Gesammtwärme $\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\ t$ Calorien.

(Unter einer Calorie versteht man diejenige Wärmemenge, welche nöthig ist, um 1 kg Wasser von 0° auf 1° zu erwärmen.)

Bezeichnet ferner q = Flüssigkeitswärme und r = Verdampfungswärme, so ist:

$$\lambda = q + r \text{ und } r = \lambda - q.$$

Die Flüssigkeitswärme q findet man aus:

$$q = t + 0{,}00002\ t^2 + 0{,}0000003\ t^3 \text{ Calorien}$$

und somit die Verdampfungswärme r aus:

$$r = 606{,}5 - 0{,}695\ t - 0{,}00002\ t^2 - 0{,}0000003\ t^3 \text{ Calorien.}$$

Druck in Atmosphären (absolut)	Temperatur in Graden (Celsius)	Gesammtwärme: Calorien	Fühlbare Wärme: Calorien	Latente Wärme: Calorien	Gewicht von 1 cbm Dampf in Kilogramm	Volumen von 1 kg Dampf in Cubikmetern
0,1	46,2	620,6	46,3	574,3	0,068	14,763
0,2	60,4	624,9	60,6	564,3	0,129	7,700
0,4	76,2	629,7	76,5	553,2	0,249	4,016
0,6	86,3	632,8	86,7	546,1	0,364	2,743
0,8	93,9	635,1	94,3	540,8	0,478	2,094
1,0	100,0	637,0	100,5	536,5	0,589	1,698
1,2	105,2	638,6	105,7	532,9	0,699	1,430
1,4	109,7	639,9	110,3	529,6	0,808	1,236
1,6	113,7	641,1	114,4	526,7	0,916	1,092
1,8	117,3	642,2	118,1	524,1	1,023	0,977
2,0	120,6	643,3	121,4	521,9	1,130	0,885
2,5	127,8	645,5	128,7	516,8	1,392	0,718
3,0	133,9	647,3	135,0	512,3	1,652	0,605
3,5	139,2	648,9	140,4	508,5	1,910	0,523
4,0	144,0	650,4	145,3	505,1	2,163	0,462
4,5	148,3	651,7	149,7	502,0	2,419	0,412
5,0	152,2	652,9	153,7	499,2	2,674	0,374
5,5	155,8	654,0	157,5	496,5	2,921	0,342
6,0	159,2	655,0	160,9	494,1	3,170	0,315
6,5	162,4	656,0	164,2	491,8	3,417	0,292
7,0	165,3	656,0	167,2	489,7	3,663	0,273
7,5	168,1	657,7	170,1	487,6	3,910	0,256
8,0	170,8	658,5	172,9	485,6	4,153	0,241
8,5	173,3	659,3	175,5	483,8	4,397	0,227
9,0	175,8	660,0	178,0	482,0	4,639	0,216
10,0	180,3	661,5	182,7	478,8	5,122	0,195
11,0	184,5	662,8	187,1	475,7	5,601	0,179
12,0	188,4	664,0	191,1	472,9	6,079	0,164
13,0	192,1	665,0	194,9	470,1	6,553	0,152
14,0	195,5	666,1	198,5	467,6	7,025	0,147
15,0	198,8	667,5	201,9	465,6	7,000	0,142
16,0	201,9	667,7	205,2	462,5	7,200	0,139
17,0	204,8	668,9	208,2	460,7	7,580	0,132
18,0	207,7	669,8	211,2	458,6	8,000	0,125
19,0	210,4	670,5	214,0	456,5	8,410	0,119
20,0	213,0	671,5	216,8	454,7	8,780	0,114
21,0	215,5	672,1	219,4	452,7	9,200	0,109
22,0	217,9	673,0	221,9	451,1	9,650	0,104
23,0	220,2	674,0	224,4	449,7	10,000	0,100
24,0	222,5	674,5	226,8	447,7	10,330	0,097
25,0	224,7	675,0	229,1	445,9	10,750	0,093

in die Luft, daß sehr wenig Wärmeverlust durch Ausstrahlung u. s. w. stattfindet, und ist der Strahl nahe an der Oeffnung durchsichtig oder von grauweißer Farbe, so darf man annehmen, daß der Dampf in dem Maaße trocken ist, daß man nicht im Stande sein wird, das mitgerissene Wasser zu messen. Wenn der Strahl stark weiß aussieht, kann man den Wassergehalt ungefähr auf 2%. abschätzen, aber

ein größerer Wassergehalt kann nur durch ein geeignetes Meßinstrument festgestellt werden. Als Ausflußöffnung kann ein gewöhnlicher Probirhahn von Messing benutzt werden, die Verbindungsröhre muß jedoch sehr gut isolirt sein, denn ein sehr kurzer Weg des trockenen Dampfes durch eine nackte Röhre genügt, um denselben sichtbar naß zu machen. Dampf, der nicht mehr als 3% Wasser enthält, darf in der Praxis trocken genannt werden.

Die Bildung nassen Dampfes hat ihren Grund in unreinem Kesselwasser, in der zu großen Menge des Wassers oder in den unrichtigen Verhältnissen des Wassers.

Nach Versuchen von Firn beträgt die Menge des mitgerissenen Wassers für nassen Dampf 5%. Nach Angaben von Zeuner kann sie $7\frac{1}{2}$—15% betragen. Je nach der Art und der Größe der Kessel wird der Wassergehalt des nassen Dampfes ein verschiedener sein.

Wirkungsgrad der Motoren. Wir können bei den Wärmemotoren, entsprechend dem Vorgang bei Wassermotoren, wo die Höhe des Oberwasserspiegels über dem Unterwasserspiegel als vorhandenes Gefälle gegeben ist, die höchste und die niedrigste Temperatur als gegeben betrachten. Alsdann erhalten wir die Höchstarbeit, wenn die Wärmemittheilung stets bei der Höchsttemperatur stattfindet, und die Wärmeentziehung stets bei der Mindesttemperatur. Die Volumenvergrößerung des Wassers durch die Erwärmung muß dabei unter möglichst großer mittlerer Pressung stattfinden und seine Volumenverkleinerung durch Wärmeentziehung bei der Arbeit unter möglichst geringer Pressung. Stellen wir uns dabei vor, daß, ähnlich wie bei den Wassermotoren, der Arbeitswerth der Wärme einer bestimmten Wärmemenge einem Gewichte entspricht, und bezeichnen wir dieses als Wärmegewicht, daß aber der Unterschied zwischen der höchsten und niedrigsten Temperatur dem Gefälle entspricht, und bezeichnen wir dieses als Temperaturgefälle, dann können wir uns auch die Nutzwirkung wie bei den Wassermotoren erklären. Die absolute Nutzwirkung können wir dann betrachten als diejenige Arbeit, welche durch Niedersinken oder Fallen eines Wärmegewichtes um ein gegebenes Temperaturgefälle erzeugt wird.

Die wirkliche Nutzwirkung der Wärmemotoren ist nun nach Grashof*) aus drei Gründen kleiner, als sich nach dieser Betrachtung die absolute Nutzwirkung ergiebt:

1. Wegen der unvermeidlichen Wärmeverluste, welche durch Ausstrahlung der einzelnen Theile des Kraftmotors entstehen, und wegen des Verlustes durch Undichtigkeiten desselben,

2. weil der thatsächliche Kreisprozeß für die Arbeitsflüssigkeit von dem, welchen wir wissenschaftlich annahmen, zu Ungunsten der Nutzwirkung abweicht,

3. wegen der Reibungsverluste der Maschinentheile, wie wir es schon bei anderen Maschinen kennen gelernt haben.

*) Grashof, „Theoretische Maschinenlehre III".

Die Dampfkessel.

Bei einer geschlossenen Dampfmaschine vollzieht sich der Kreislauf Zustandsänderung des Wassers in drei verschiedenen Theilen der Kraft In dem Kessel findet die Mittheilung von Wärme an das Wasser u. Verdampfung statt:

im Cylinder wird der Druck und die Spannung des Dampfes in leistung umgesetzt,

im Condensator (vom lateinischen condensare = verdichten) die der Wärme des verbrauchten Dampfes, bis dieser wieder zu Wasser ge

Die Dampfkessel sind gewöhnlich eiserne Gefäße, und sie sind zur der nothwendigen Wärme mit einer Feuerung versehen. Im Dampfkessel gewisse Menge Speisewasser von gegebener Temperatur bei möglichst Verluste in gesättigtem Dampf von einer höheren Temperatur und ein entsprechenden höheren Pressung umgewandelt werden. Bei Herstellu Dampfkesselanlage muß die Rücksicht auf einen möglichst wirthschaftliche im Vordergrund stehen, weil die Kosten für die Anlage nur eine einma die Ausgaben für das Brennmaterial aber täglich immer wieder be gemacht werden müssen. Selbst eine geringe tägliche Ersparniß an Bre kann aber wesentlich größere Kosten verursachen, als die einmalige A höhere Anlagenkosten.

Material für Dampfkessel. Es kommen für uns nur d Betracht, welche dazu bestimmt sind, Dampf zum Betrieb von Da zu liefern. Für diese wird dasjenige Material am vortheilhaftesten Festigkeit die höchste ist und die Ausdehnung und Zusammenziehu Einfluß der Wärme am besten verträgt, dessen Fähigkeit, die Wärm am größten und dessen Preis bei alle dem der niedrigste ist. Ob und Messing zur Herstellung von Kesseln mitunter benutzt wird, so wendung dieser Materialien vollständig zurück gegenüber der Ver Eisens, im Besonderen des Schmiedeeisens.

Zur Verarbeitung kommt das Schmiedeeisen in Form von Blech in die gewünschte Form gebogen und durch Vernietung mit einand

werden. Die Blechtafeln werden aus Schweißeisen oder aus Flußeisen gefertigt. Nachdem man es gelernt hat, Flußeisen von größerer Festigkeit herzustellen als Schweißeisen, kommt ersteres jetzt mehr in Anwendung. Der „Verein der deutschen Hüttenleute“ und der „Dampfkessel-Ueberwachungsverein“ hat über die Beschaffenheit des Materials, welches für Dampfkessel benutzt werden darf, besondere Vorschriften erlassen.*)

Bleche aus Gußstahl kommen ebenfalls zur Verwendung. Bei diesen zeigt sich indessen der Nachtheil, daß das Stahlblech der wiederholten Ausdehnung und Zusammenziehung durch den Wärmeeinfluß nicht genügend widersteht und Risse bekommt.

Gußeisen aber darf als Material für Kessel nur benutzt werden, wenn die Theile bei cylindrischer Gestalt nicht mehr als 0,25 m, bei Kugelgestalt nicht mehr als 0,30 m lichte Weite haben. Scholl**) sagt bezüglich des Gußeisens als Kesselmaterial:

„Eine Eigenschaft hat das Gußeisen übrigens, welche seine Verwendung zu gewissen Kesseltheilen außerordentlich empfehlenswerth macht. Es wird durch Rost viel weniger stark und weit gleichmäßiger angegriffen, als Schmiedeeisen und Stahl. Da nun besonders diejenigen Theile des Kessels, in denen das Speisewasser mit niedriger Temperatur eintritt und sich die in dem Wasser enthaltene Luft abscheidet, dem Rosten ausgesetzt sind, so ist für diese Theile des Kessels Dauerhaftigkeit nur durch Anwendung von Gußeisen zu erzielen. Es kommt noch hinzu, daß die Wärme der Heizgase am besten ausgenutzt wird, wenn man sie zuletzt mit den kältesten Theilen des Kessels in Berührung bringt. Geschieht dies kurz vor Eintritt der Gase in den Schornstein, so ist bei Innehaltung der gesetzlichen Maximaldurchmesser mit der Anwendung von Gußeisen keinerlei Gefahr verbunden. Aus vorstehenden Gründen ist Gußeisen für alle Arten sogenannter Röhrenvorwärmer, welche als Theile des Kessels zu betrachten sind, ein sehr geeignetes und viel verwendetes Material.“

Kupfer wäre als Kesselmaterial besonders brauchbar, weil es wegen seiner großen Zähigkeit sehr widerstandsfähig ist und kupferne Kessel deshalb von geringerer Wandstärke gemacht werden können, als eiserne. Ganz besonders ist auch die Wärmeleitungsfähigkeit des Kupfers eine sehr vortheilhafte Eigenschaft für den Kesselbau. Wenn es trotzdem fast gar keine Verwendung findet, so liegt das namentlich an dem höheren Preise des Kupfers.

Die Größe des Kessels wird vornehmlich nach seiner Heizfläche beurtheilt, weil es nur von dieser abhängt, in welcher Zeit eine bestimmte Menge Wasser innerhalb des Kessels in Dampf verwandelt wird. Als Heizfläche wird dabei derjenige Theil der Kesselwand bezeichnet, welcher einerseits von den Heizgasen, andererseits von Wasser bespült wird. Nur durch diesen Theil der Kesselwandung findet die Wärmeübertragung auf das Wasser im Kessel statt. Es kann dabei die Wärme entweder durch Strahlung auf die Kesselwandungen übertragen werden oder durch Berührung mit den Heizgasen und durch Fortleitung der Wärme dieser Gase.

*) Siehe „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1890, Seite 955“.

**) „Scholl's Führer des Maschinisten.“

Die Wärmeübertragung durch Strahlung wird in demjenigen Theile des Dampfkessels, der unmittelbar an der Feuerung liegt, erfolgen. Dieser Theil der Kesselwandung wird als seine direkte Heizfläche bezeichnet. Er ist der Bestrahlung durch den glühenden Brennstoff und der Flamme ausgesetzt. Der übrige Theil der Heizfläche, der der Flamme nicht ausgesetzt ist, wirkt ausschließlich durch Fortleitung der Wärme der Heizgase durch die Kesselwand hindurch an das Wasser. Je größer der Temperaturunterschied zwischen den Heizgasen und dem Wasser ist, desto mehr Wärme wird von jedem einzelnen Quadratmeter Kesselwandfläche durch Leitung an das Wasser übertragen. Deshalb wird auch das Wasser um so schneller Wärme aufnehmen, je schneller es im Kessel circulirt, d. h. je schneller das erwärmte Wasser im Kreislaufe von der Kesselwand fortgeführt wird und weniger warmes der Kesselwand von Neuem zuströmt.

Der Theil der Kesselwandung, der auf der inneren Seite nur von Wasserdampf bespült ist, kann als Heizfläche auch dann nicht bezeichnet werden, wenn die Feuergase, bevor sie nach der Esse entweichen, an diesem Theile der Kesselwand entlang geführt werden. Der Dampf nimmt nämlich die Wärme nicht so leicht auf, wie das Wasser, und es ist schon deshalb nicht zulässig, Heizgase von höherer Temperatur an einer Kesselwand vorbeizuführen, die auf ihrer Innenseite nur von Dampf bespült ist. Bei der mangelhaften Wärmeleitung des Dampfes können solche Kesselwandungen leicht zum Erglühen kommen. Für Deutschland gilt die Vorschrift, daß der niedrigste Wasserstand im Kessel den von Heizgasen bestrichenen Theil der Kesselwandungen um wenigstens 100 mm überragt. Allerdings kann man auch die Heizgase über die von Dampf berührten Kesselwandungen führen, wenn man mit Sicherheit annehmen kann, daß die Heizgase von hinreichend niedriger Temperatur sind, sodaß ein Erglühen der Kesselwandung ausgeschlossen bleibt.

Wegen der mangelhaften Wärmeleitung des Dampfes muß dafür gesorgt sein, daß der Kessel seiner Form und Lage nach jede Dampfansammlung an den Stellen, die als Heizfläche gelten, ausschließt. Auch aus anderen Gründen kann die Wärmeübertragung vermindert werden. So dadurch, daß sich von Außen an der Kesselwand Flugasche anhäuft oder daß sich von Innen Schlamm oder Kesselstein ansetzt. Werden die Dampfkesselwände nicht hin und wieder von derartigen Verunreinigungen gereinigt, so sind sie der Gefahr des Durchbrennens ausgesetzt.

Verdampfungsfähigkeit der Heizfläche. Naturgemäß kann nicht jeder Theil der Heizfläche eine gleiche Wassermenge verdampfen. In der Nähe der Feuerung sind die Heizgase am heißesten und deshalb die Wärmeübertragung am größten. Im Besonderen wird die direkte Heizfläche des Kessels durch die Wärmestrahlung des glühenden Brennmaterials und der Flamme die stärkste Wärmeübertragung zeigen. Man nimmt an, daß die Wärmeübertragung der direkten Heizfläche zwei Drittel der gesammten Wärmeübertragung durch die Kesselwand ausmacht. Am Ende des Kessels, wo die Heizgase schon wesentlich abgekühlt zur Wirkung kommen, kann auch die Wärmeübertragung nur eine verhältnißmäßig geringe sein. Mit Rücksicht auf seine Wärmeübertragung bezeichnet man die Leistung eines Kessels für jeden Quadratmeter seiner Heizfläche als seine Ver-

dampfungsfähigkeit. Für diese kann nach dem Vorhergesagten nur ein Durchschnittswerth angenommen werden.

Die Verdampfungsfähigkeit eines Kessels hängt aber auch davon ab, ob stark oder weniger stark gefeuert wird. Ist eine hinreichend große Heizfläche vorhanden, dann ist eine verstärkte Befeuerung nicht nothwendig. Und es sollte jede Dampfkesselanlage so eingerichtet sein, daß sie auch bei mäßiger Befeuerung eine hinreichende Verdampfungsfähigkeit hat. Bei verstärkter Feuerung wird stets das Brennmaterial weniger ausgenutzt, wenn auch die Verdampfungsfähigkeit sich erhöht. Wirthschaftlich kann eine Dampfkesselanlage nur betrieben werden, wenn die Heizgase mit einer bestimmten niedrigsten Temperatur in die Esse gelangen und aus ihr entweichen.

Der Wasserraum des Kessels. Im Allgemeinen empfiehlt es sich, den Wasserraum des Kessels groß zu wählen. Je größer er ist, desto geringere Schwankungen wird die Temperatur des Dampfes und des Wassers während der Speisung des Kessels mit frischem Wasser oder während der Dampfentnahme durch die Dampfmaschine haben. Je größer der Wasserraum ist, eine desto längere Zeit wird aber auch das Anheizen des Kessels erfordern. Pohlhausen*) sagt mit Bezug hierauf: „Der Wasserraum des Kessels muß ein großer sein, wenn der Dampfverbrauch ein sehr veränderlicher ist, sodaß bei Aenderungen des letzteren die Druckschwankungen nicht zu stark ausfallen. Steigt nämlich der Dampfverbrauch über das Mittel hinaus, so wird die Druckverminderung, welche er im Gefolge hat, eine um so unbedeutendere sein, je mehr Wasser im Kessel ist und durch die Druckentlastung an der Dampfentwickelung betheiligt wird. Sinkt andererseits der Dampfverbrauch unter einen mittleren hinaus, so wird ein schnelles Hinaufgehen der Dampfspannung um so mehr verhindert, je größer die Wassermenge ist, welche dieser Temperaturerhöhung folgen muß. Der Wasserraum muß aber kleiner sein für alle die Fälle, wo es, wie beispielsweise bei der Feuerspritze, auf eine schnelle Verdampfung ankommt. Je weniger Wasser in einem Kessel ist, desto schneller kann es bis zur Siedetemperatur erhitzt und Dampf erzeugt werden. Der Wasserraum darf ein sehr kleiner sein, wenn der Dampfverbrauch ein sehr gleichförmiger ist."

Der Dampfraum des Kessels. Man versteht unter Dampfraum eines Kessels denjenigen Raum desselben, der während des Betriebes mit Dampf erfüllt ist. Es ist zweckmäßig, den Dampfraum möglichst groß zu machen, damit der Dampf Zeit findet, das bei der Dampfbildung mit fortgerissene Wasser abzusetzen. Am trockensten wird der Dampf innerhalb des Dampfraumes an denjenigen Stellen sein, welche von dem Wasserspiegel am entferntesten liegen. Man wird deshalb den Dampf stets von der höchsten Stelle des Kessels entnehmen. Aus diesem Grunde ordnet man auf dem Dampfkessel einen besonderen Dampfsammler an. Ist dies ein cylindrischer Hohlkörper, welcher durch eine nicht zu große Oeffnung mit dem Dampfkessel in Verbindung steht und an höchster Stelle desselben unmittelbar auf ihm befestigt ist, so bezeichnet man diesen Dampfsammler

*) Nach Angaben des Ingenieurs Pohlhausen in Mittweida.

als Dampfdom. Den gesammten Dampfraum eines Kessels pflegt man ein Drittel so groß zu machen, als den ganzen Kesselraum.

Der Wasserspiegel. Auch durch einen großen Wasserspiegel, also durch eine große Trennungsfläche zwischen Wasser- und Dampfraum wird die Trocknung des entwickelten Dampfes gefördert. Die Dampfentwickelung wird nämlich unter geringeren Wallungen vor sich gehen, wenn der Wasserspiegel ein großer, als wenn er ein kleiner ist. Je geringer aber die Wallungen des Wassers bei der Dampfentwickelung sind, desto weniger Wasser wird der Dampf mitreißen. Bei cylindrischen Dampfkesseln hängt die Größe des Wasserspiegels von der Höhe des Wassermantels ab. Im Allgemeinen dürfte, um einen möglichst großen Wasserspiegel zu erhalten, dieser nicht viel über der Mitte des Kesselraumes liegen. Es ist auch zu bedenken, daß der Wasserspiegel stets gewissen Schwankungen unterworfen ist, welche durch die Aenderung der Dampfentnahme und durch die Art, wie der Kessel gespeist wird, entstehen. Die Dampfentnahme ist meist keine so regelmäßige, daß der Druck auf dem Wasserspiegel dauernd derselbe bleibt, und auch die Speisung des Kessels mit Wasser erfolgt von Zeit zu Zeit, wodurch der Wasserspiegel seiner Höhe und damit auch bei cylindrischen Kesseln seiner Größe nach sich ändert. Unter eine gewisse tiefste Lage darf der Wasserspiegel nicht sinken, damit alle vom Feuer berührten Kesselwandungen auch vom Wasser berührt bleiben. Wir wissen bereits, daß für Anlagen in Deutschland der tiefste Wasserstand 100 mm über der höchsten Stelle der von Heizgasen durchzogenen Kanäle liegen muß. Die Höhe des Wasserstandes muß deshalb auch von Außen an dem Kessel sichtbar sein.

Damit der Wasserspiegel, wenn er zu tief gesunken ist, schnell wieder gehoben werden kann, sind besonders leistungsfähige Speisevorrichtungen erforderlich. Während der Speisung des Kessels wird die Spannung stets etwas sinken müssen, und zwar um so tiefer, je kälter das Speisewasser ist. Bei veränderlicher Dampfentnahme ist ganz besonders auf die Zeit der Speisung zu achten, und sie sollte dann vorgenommen werden, wenn der Dampfverbrauch am geringsten ist. So wie ein zu tiefer Wasserstand, so kann auch ein zu hoher Wasserstand schädlich wirken, weil durch Verringerung des Dampfraumes die Dampfspannung im Kessel zu schnell wechselt und der Dampf auch zu naß wird.

Der Raum, welcher zwischen dem niedrigsten und höchsten Wasserstande liegt, wird der Speiseraum genannt. v. Reiche*) äußert sich über diesen:

„Ein großer Speiseraum, welcher uns also befähigt, dem Kessel viel Wasser zuzuführen, wenn wenig Dampf consumirt wird, ist das allerwirksamste Mittel, um den Gang des Kessels zu reguliren, und daher in all den Fällen zu empfehlen, in denen die Dampfconsumtion in längeren Perioden sehr verschieden ist."

„Dagegen ist ein großer Speiseraum unumgänglich nothwendig, wenn man die Eigenschaften eines großen Wasserraumes ausbeuten will, weil im anderen Falle durch die rasche und massenhafte, durch Druckverminderung erzeugte Dampfentwickelung der Wasserspiegel unter seinen zulässig tiefsten Stand sinken müßte."

*) v. Reiche, „Anlage und Betrieb der Dampfkessel".

Die Heizkanäle. Für jeden Kessel sind Heizkanäle oder Feuerzüge erforderlich, welche die Feuerungsgase an der Heizfläche des Kessels vorbeistreichen lassen und nach dem Schornstein abführen. Diese Heizkanäle können außerhalb der Kesselwandungen von Mauerwerk oder von Eisen aufgeführt sein oder Kanäle innerhalb des Kessels selbst durchziehen. Sie müssen stets so angelegt sein, daß die Heizgase Gelegenheit finden, ihre Wärme dem Kessel abzugeben. Von der richtigen Anordnung der Züge hängt es ab, ob der Kessel vortheilhaft betrieben werden kann. Die Heizkanäle werden fast immer in mehreren Zügen um die Heizfläche des Kessels herumgeführt. Der letzte Zug der Heizkanäle läuft in einem erweiterten Raume, dem sogenannten Fuchs, aus, in welchem sich die Flugasche ansammeln soll und an den die Esse sich anschließt. Ob die äußeren Wandungen der Heizkanäle von Mauerwerk oder von Eisen gemacht werden, immer ist darauf zu achten, wie die Ummantelung am besten gegen Wärmeausstrahlung nach Außen geschützt wird.

Die Esse oder der Schornstein. Es wird darunter diejenige senkrecht gerichtete Verlängerung der Heizkanäle verstanden, durch welche die Heizgase ins Freie geführt werden. Sie dient zur Hervorbringung des Zuges, welcher nöthig ist, um dem Brennmaterial die zur Verbrennung erforderliche Luftmenge zuzuführen. Durch die Saugwirkung der Esse wird durch den in der Feuerung aufgeschichteten Brennstoff Verbrennungsluft hindurchgezogen. Die saugende Wirkung des Schornsteins beruht aber darauf, daß an seinem unteren Ende die warmen Heizgase eingeführt werden, während sein oberes Ende in den kälteren Luftschichten mündet. Da die warmen Gasschichten als die leichteren stets aufzusteigen bestrebt sind, so wird, entsprechend dem Unterschied der Temperatur der Heizgase an der unteren und der kälteren Luft, an der oberen Mündung des Schornsteins ein Auftrieb der Gase innerhalb desselben stattfinden. Je höher er ist, also in je kältere Luftschichten er hineinragt, desto stärker wird seine Saugwirkung sein. Die Saugwirkung wird aber auch eine bessere, wenn der Schornsteinmantel möglichst wenig Wärme ausstrahlt und auch dadurch die Unterschiede in der Temperatur vom Eintritt der Heizgase in den Schornstein bis zu ihrem Austritt aus demselben größere bleiben. Der gemauerte Schornstein wird schon deshalb, weil er die Heizgase weniger abkühlt, den Vorzug verdienen. Es ist aber auch ein eiserner Schornstein durch Rosten schneller der Zerstörung ausgesetzt.

Die Feuerung der Dampfkessel. Die Feuerungen sind dazu bestimmt, diejenige Wärmemenge zu erzeugen, die nothwendig ist, um das Wasser in dem Dampfkessel zu verdampfen. Sie wird in erster Linie, mit Rücksicht auf das Brennmaterial, welches zur Verbrennung kommen soll, construirt werden müssen. Offenbar wird ein festes Brennmaterial eine andere Anordnung der Feuerung verlangen, als ein pulverförmiges oder ein flüssiges. Aber es wird auch nicht gleichgültig sein, ob ein Brennmaterial in der Feuerung vollständig verbrannt wird oder ob ein Theil desselben bei der Verbrennung unausgenutzt bleibt.

Die Brennstoffe. Wir bezeichnen als Brennstoffe solche Stoffe, welche in der atmosphärischen Luft verbrennen, d. h. in einen gasförmigen Körper sich verwandeln, indem sie sich mit dem Sauerstoff der Luft verbinden. Wir wollen die Brennstoffe darnach unterscheiden, wie sie für technische Zwecke im Maschinenbau

zur Verwerthung kommen, und zwar als feste, pulverförmige, flüssige und gasförmige Brennstoffe. Die Brennstoffe der drei ersten Gruppen werden auch Brennmaterial genannt.

Als feste Brennstoffe kommen Anthracit, Steinkohle, Braunkohle, Torf, Coaks, Holz und Stroh zur Anwendung.

Das pulverförmige Brennmaterial, welches in der Technik Verwendung findet, ist der Kohlenstaub, der in der verlangten Feinheit durch Mahlen von gröberen Kohlenstücken künstlich hergestellt wird.

Als flüssiger Brennstoff wird das Petroleum und seine Nebenprodukte in der Technik benutzt.

Als gasförmiger Brennstoff endlich kommt das Leuchtgas, das aus der Steinkohle gewonnen wird, in Frage, oder das Gas eines flüssigen Brennstoffes, welches durch Wärme verdampft wird; oder endlich auch das natürliche Gas, welches in dem Erdinneren sich bildet und an manchen Stellen der Erdoberfläche dem Menschen zur Verfügung steht.

Alle Brennstoffe sind Verbindungen von Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff, welche mehr oder weniger Beimengungen von mineralischen Bestandtheilen haben. Letztere sind entweder brennbar oder nicht brennbar, je nachdem die Temperatur ist, bei der die Verbrennung stattfinden soll.

Unter dem festen Brennmaterial sind es vornehmlich der Anthracit, die Steinkohle und die Braunkohle, die in der Feuerung der Dampfkessel zur Verbrennung kommen. Der Anthracit ist ein festes, sehr dichtes Brennmaterial, welches schon wegen seiner Dichtigkeit sehr viel Luft zu seiner Verbrennung erfordert. Im Allgemeinen kann man annehmen, je dichter eine Kohle ist, je mehr Luft bedarf sie zu ihrer Verbrennung. Anthracit brennt, ohne zu backen und ohne mürbe zu werden.

Die Steinkohle, welche mit einer geringeren Luftmenge verbrannt werden kann, als der Anthracit, kommt als magere Steinkohle, als Sinterkohle oder als fette Steinkohle vor. Die magere Steinkohle verbrennt zu einer losen, pulverförmigen Masse. Die Sinterkohle ist eine Steinkohle, welche bei ihrer Verbrennung Neigung zum Zusammenbacken zeigt und an der Oberfläche zu Körnern zusammensintert. Die fette Steinkohle oder Backkohle endlich wird bei der Verbrennung zu einer teigartigen Masse und eignet sich ihres starken Zusammenbackens wegen nicht zur Verbrennung auf dem Rost einer Dampfkesselfeuerung.

Die Braunkohle unterscheidet sich äußerlich durch ihre braune Farbe von der Steinkohle. Als faserige Braunkohle kann man noch ihre Entstehung aus dem Holz erkennen. Sie hat oft noch das vollständige Aussehen des Holzes. Die erdige Braunkohle läßt den Holzcharakter nicht mehr erkennen, sie kommt zwar im festen Zustand vor, färbt aber nicht ab. Die dichte oder derbe Braunkohle, auch muschelige Braunkohle genannt, ist dunkelbraun bis schwarz, ziemlich fest und färbt wenig ab.

Flüssige Brennstoffe werden in größerem Maaßstabe zur Dampfkesselfeuerung erst benutzt, seitdem die kaukasischen Petroleumquellen der Allgemeinheit zugänglich gemacht worden sind. Sie werden auch namentlich in der Nähe ihres

Fundortes, also besonders in Rußland, benutzt. Als Nebenprodukt bei der Petroleumgewinnung spielt das Massut in neuerer Zeit eine Rolle als Brennmaterial für Schiffskessel und auch für Lokomotivkessel.

Gasförmiges Brennmaterial kommt für die Heizung der Dampfkessel nur an bestimmten Orten zur Verwendung. So werden die Hochofengase, welche bei der Eisengewinnung aus dem Hochofen austreten, mitunter für Dampfkesselfeuerung benutzt. Auf großen Hüttenwerken, welche Gasfeuerung auch für andere Zwecke gebrauchen, kommt auch das sogenannte Generatorgas, welches durch Vergasung fester Brennmateriale hergestellt wird, und auch das Wassergas, das durch Einleitung von Wasserdampf zwischen glühendes Brennmaterial entsteht, zur Beheizung der Dampfkessel in Anwendung. Endlich wird aber auch das Erdgas zur Kesselfeuerung benutzt, welches an einigen Stellen dem Erdinnern direkt entströmt, wie z. B. in den Vereinigten Staaten von Nordamerika.

Die Verbrennung von Brennstoffen kommt durch ihre Verbindung mit dem Sauerstoff der Luft zu Stande. Um diese Verbindung zu ermöglichen, muß aber der Brennstoff bis zu einer bestimmten Temperatur vorgewärmt werden, welche wir als Entzündungstemperatur bezeichnen und welche für die verschiedenen Brennstoffe eine verschiedene ist. Nachstehende Tabelle giebt als Beispiel die Entzündungstemperatur einiger Brennstoffe an:

Brennmaterial	Entzündungstemperatur in Graden Celsius	Brennmaterial	Entzündungstemperatur in Graden Celsius
Petroleum	30°	Coaks	700°
Torf	225°	Leuchtgas	800°
Steinkohle	326°	Luftgas	900°
Holzkohle	360°		

Solange ein Brennstoff bis zu seiner Entzündungstemperatur erwärmt bleibt und solange ihm bei dieser Mindesttemperatur Sauerstoff zugeführt wird, solange dauert die Verbrennung.

Soll die Verbrennung aufhören, so muß entweder das Brennmaterial auf eine niedrigere Temperatur als seine Entzündungstemperatur gebracht oder es muß die Zufuhr von Sauerstoff abgeschnitten werden. Bei der Verbrennung in einem offenen Feuerherd wird gewöhnlich nur der Kohlenstoff und der Wasserstoff, wenn er in dem Brennstoff sich befindet, durch die Zuführung von Sauerstoff verbrannt. Außer diesen beiden Stoffen kann auch noch ein Gehalt der Brennstoffe an Schwefel zur Verbrennung kommen. Die übrigen Bestandtheile des Brennstoffes kommen im offenen Feuerherd nicht zur Verbrennung, und diese nicht brennbaren Bestandtheile fördern deshalb auch den Verbrennungsprozeß nicht nur nicht, sie stören ihn vielmehr. Sie scheiden sich bei der Verbrennung als Schlacke und Asche aus, und die Wärmemengen, welche sie dabei aufnehmen, entziehen sie der Feuerung. Auch das freie Wasser, welches in dem Brennmaterial sich befindet, erfordert einen gewissen Aufwand von Wärme, indem es sich auf Kosten der Temperatur des Brennstoffes in Dampf verwandelt. Soll der Wärmeverlust, welcher dabei stattfindet, kein zu großer werden, so darf auch das Brennmaterial

nicht zu naß sein. Bei der Verbrennung des Wasserstoffes entsteht ebenfalls Wasserdampf und nur ein Theil des Wasserstoffes kommt zur Verbrennung. Diesen bezeichnet man als den freien Wasserstoff, während der übrige Theil desselben mit dem Sauerstoff, der in dem Brennmaterial enthalten ist, zu Wasser sich verbindet, welches als chemisch gebundenes Wasser bezeichnet wird.

Das Verhalten des Kohlenstoffes bei der Verbrennung ist für den Gang der Verbrennung bestimmend. Man spricht von einer vollkommenen Verbrennung, wenn der gesammte Kohlenstoff des Brennmateriales sich mit gerade so viel Sauerstoff verbindet, daß er zu reiner Kohlensäure verbrennt. Eine unvollkommene Verbrennung findet aber statt, wenn nicht genügend Sauerstoff dem Brennstoff hinzugeführt wird und ein Theil des Kohlenstoffes in Kohlenoxyd*) übergeht, wenn also die Heizgase neben der Kohlensäure auch Kohlenoxyd enthalten. Bei der unvollkommenen Verbrennung wird ein Theil unverbrannt in die Heizgase übergehen und als Rauch sich bemerkbar machen. Wie alle unverbrannten Stoffe wird auch der Kohlenstoff, der bei der Verbrennung an sich als Kohle verloren geht, noch einen Wärmeverlust dadurch bereiten, daß er Wärme aufnimmt und sie den Heizgasen dadurch entzieht.

Zur vollkommenen Verbrennung einer Gewichtseinheit des Brennstoffes, also beispielsweise eines Kilogramm, ist hiernach eine ganz bestimmte Luftmenge erforderlich, und da wir wissen, wie viel Kohlenstoff eine bestimmte Brennstoffmenge und wie viel Sauerstoff die Luft enthält, so können wir die rein theoretisch zur Verbrennung erforderliche Luftmenge berechnen.**) Da aber die Berechnung nur einen Durchschnittswerth ergiebt, weil die Zusammensetzung sowohl des Brennstoffes, wie auch die der Luft eine schwankende ist, so würden wir keine vollkommene Verbrennung erzielen, wenn wir nur die berechnete Luftmenge dem Brennstoff zuführen. Es kommt hinzu, daß alle die Wärmeverluste, welche durch die Beimengung des Brennstoffes entstehen und die den Verbrennungsvorgang stören, uns zwingen, in Wirklichkeit eine wesentlich größere Luftmenge zuzuführen, als die Berechnung ergiebt. Andererseits aber dürfen wir nicht mehr Luft zuführen, als die Verbrennung des Kohlenstoffes zu Kohlensäure nöthig macht, weil auch die überschüssige Luftmenge den Verbrennungsvorgang sowohl durch

---

*) Wenn Kohlenstoff verbrennt, so verbindet er sich dabei mit Sauerstoff. Je nachdem er sich dabei mit einem oder mit zwei Theilen Sauerstoff verbindet, verbrennt der Kohlenstoff zu Kohlenoxyd oder zu Kohlensäure. Bezeichnen wir, wie in der Chemie geschieht, mit:

C = Kohlenstoff,
O = Sauerstoff,

so läßt sich der Verbrennungsvorgang durch die Formeln ausdrücken:

$$C + O = \text{Kohlenoxyd},$$
$$C + 2O = \text{Kohlensäure}.$$

**) Die zur vollkommenen Verbrennung erforderliche theoretische Luftmenge findet man aus der Gleichung:

$$L = \frac{11{,}56\,C + 34{,}64\,H}{100},$$

wenn C = Procentgehalt an Kohlenstoff,
H = „ „ Wasserstoff des Brennmaterials bezeichnet.

Abkühlung stört, als auch selbst wieder Wärme aufnimmt und sie, nachdem sie sich mit den Heizgasen vermischt hat, aus der Esse entführt. Will man daher einen Brennstoff in der Feuerung einer Dampfkesselanlage möglichst vortheilhaft ausnutzen, so muß man mit einem geringen Ueberschuß von Luft eine vollkommene Verbrennung des Brennstoffes zu erzielen bemüht sein.

Heizwerth. Der Werth, welchen ein Brennstoff für die Verbrennung hat, d. h. die Wärmemenge, welche er entwickelt, wird als sein Heizwerth bezeichnet. Er wird ausgedrückt durch die Anzahl von Wärmeeinheiten oder Calorien (vom lateinischen calor = Hitze), welche ein Kilogramm des Brennstoffes enthält. Der Heizwerth eines jeden Brennstoffes ist ein verschiedener. Die nachstehende Tabelle ergiebt die Heizwerthe für eine Anzahl von Brennstoffen:

Name des Brennstoffes	Absoluter Heizwerth in Calorien
Lufttrockenes Holz	2 900
Lufttrockener Torf	3 600
Braunkohle	6 400
Magere Steinkohle	8 100
Anthracit	8 000
Coaks	7 100
Leuchtgas	10 600
Hochofengas	1 070

In einer offenen Feuerung wird ein Brennmaterial niemals so vollkommen verbrannt, daß sein Heizwerth voll ausgenutzt würde, je vollkommener dies aber geschehen kann, desto größer ist die Nutzwirkung der Feuerungsanlage.

Die Feuerungsanlage.

Je nach der Art des Verbrennungsstoffes, welcher in einer Feuerung zur Verbrennung kommt, wird die Feuerungsanlage gebaut sein müssen. Wir wollen deshalb auch die Feuerungsanlage mit Rücksicht hierauf der Besprechung unterziehen. Jede Feuerungsanlage besteht im Wesentlichen aus drei Theilen und zwar aus der eigentlichen Feuerung, den Feuerzügen und dem Schornstein. Zunächst wenden wir uns zu den Feuerungen und behandeln sie nach den Brennstoffarten, die in ihnen zur Verbrennung kommen.

Feuerungen für feste Brennstoffe. Diese Feuerungen sind durchweg Rostfeuerungen, das heißt, das Brennmaterial wird auf einer durchbrochenen Unterlage, die aus einer gelochten Platte besteht oder aus einer Anzahl von Stäben sich zusammensetzt, ausgebreitet und auf diese Weise verbrannt. Der Raum über diesem sogenannten Rost heißt der Verbrennungsraum, der Raum unter demselben der Aschenraum. Der Rost hat den Zweck, das Brennmaterial so zu unterstützen, daß der Brennstoffschicht in hinreichender Menge Luft zuströmt und daß die unverbrennbaren Rückstände des Brennstoffes durch die Rostöffnungen in den Aschenraum fallen. Je größer eine Rostfläche, desto mehr wird sie Brennstoff

aufnehmen können und desto mehr Brennstoff kann auf ihr verbrannt werden, vorausgesetzt, daß mit der Größe der Rostfläche auch die Anzahl der Durchbrechungen der Rostfläche zunehmen. Auf die Anzahl und Größe dieser Durchbrechungen kommt es in erster Linie an, weil von ihr die Menge der dem Brennstoff zugeführten Luft abhängig ist. Alle Durchbrechungen zusammengenommen werden die freie Rostfläche genannt. Je größer sie im Verhältniß zur gesammten Rostfläche sein kann, desto kleiner kann letztere sein. Die Vergrößerung der freien Rostfläche kann aber dadurch erfolgen, daß jede einzelne Rostöffnung vergrößert wird, oder dadurch, daß die Menge der Durchbrechungen vermehrt wird. Je nach der Art des Brennstoffes kann das eine oder das andere Mittel zur Vergrößerung der freien Rostfläche den Vorzug verdienen.

Die Größe der Rostfläche. Bei gutem Zugverhältniß soll nach Lueger*) verbrannt werden:

Für	1	qm	gesammter	Rostfläche	80	kg Coaks,
„	1	„	„	„	100	„ schwerer Steinkohle,
„	1	„	„	„	140	„ leichter Steinkohle,
„	1	„	„	„	180	„ böhmischer Braunkohle,
„	1	„	„	„	300	„ erdiger Braunkohle.

Die Länge eines Rostes soll mit Rücksicht auf ihre Bedienung nicht größer als 2 m sein, die Höhe des Rostes über dem Fußboden zwischen 0,6 und 0,8 m liegen und am besten 0,7 m sein.

Nach der Art des Rostes unterscheiden wir Planrost-Feuerungen oder Treppenrost-Feuerungen. Bei der Planrost-Feuerung liegen die oberen Kanten aller Roststäbe in einer wagerechten oder geneigten Ebene. Bei der Treppenrost-Feuerung sind die einzelnen Roststäbe treppenartig über einander angeordnet und bilden eine abgesetzte Ebene, die gewöhnlich unter einem Winkel von 30—60° geneigt ist.

Nach der Lage der Feuerung zu dem Kessel unterscheiden wir sie auch als Vorfeuerung, Unterfeuerung und Innenfeuerung.

Die Planrost-Feuerung. In den Figuren 312 und 313 ist eine Planrost-Feuerung als Unterfeuerung für einen Flammrohrkessel dargestellt. Der Verbrennungsraum S liegt unmittelbar unter dem Kessel K. Die einzelnen Roststäbe r sind zu einem ebenen Roste an einander gereiht, der den Aschenraum A von dem Verbrennungsraum S trennt. Die Roststäbe sind an beiden Enden unterstützt. Mit ihrem vorderen Ende liegen sie auf der Feuerplatte P, mit ihrem hinteren auf dem Rostträger J auf. In der Wand des Verbrennungsraumes muß eine Oeffnung bleiben, die durch eine Feuerthür T abgeschlossen wird. Sie dient zur Aufgabe des Brennmaterials und zur Schürung des Feuers. Hinter den Roststäben ist die Feuerbrücke B aufgeführt, über welche die Heizgase in die Feuerzüge gelangen. Je nach der Größe der Feuerung kommen eine oder mehrere Reihen neben einander gelegter Roststäbe zur Verwendung.

*) Lueger, „Lexikon der gesammten Technik".

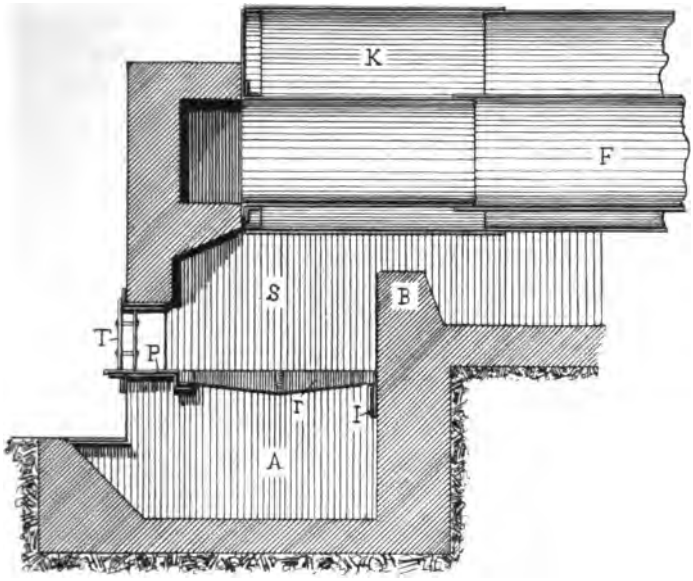


Fig. 312.

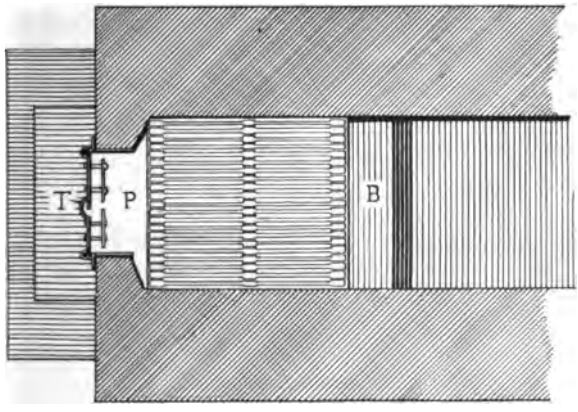


Fig. 313.

Eine Roſtfläche, von zwei Reihen einfacher Roſtſtäbe gebildet, geben Fig. 314 und 315 wieder. Jeder Roſtſtab bildet einen eiſernen Träger, der an ſeinen

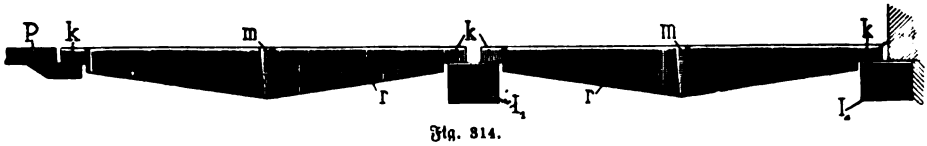


Fig. 314.

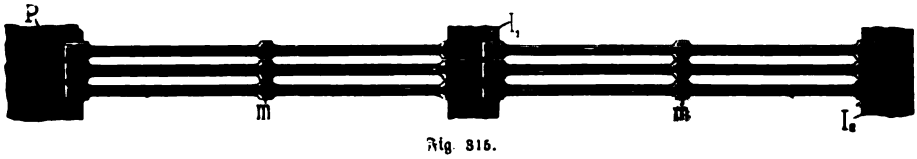


Fig. 315.

beiden Enden aufliegt. Er ist in seiner Mitte wesentlich höher als an seinen Enden, damit er sich auch dann nicht durchbiegt, wenn er wärmer geworden ist. An seinen beiden Enden bei k ist jeder Rost verstärkt. In Folge dessen werden durch ein Aneinanderreihen von Roststäben Spalten zwischen je zwei Roststäben sich bilden. Auch in der Mitte giebt man den Roststäben bei m eine Verstärkung, damit die heiß gewordenen Roststäbe auch seitlich sich nicht ausbiegen können. Aber auch an seiner Oberkante macht man den Roststab stärker als an seiner Unterkante, nicht allein deswegen, um sein Gewicht zu verringern und den Eintritt der Verbrennungsluft zwischen den Spalten zu erleichtern, sondern auch, damit die unverbrannten Theilchen in den Spalten sich nicht festklemmen und damit sie leicht hindurchfallen können. Die erste Roststabreihe liegt mit ihren vorderen Köpfen k auf der Feuerplatte P auf, mit den hinteren auf dem Roststabträger I_1. Die zweite Roststabreihe liegt mit ihren Köpfen auf den Roststabträger I_1 und I_2 auf. Alle Träger für die Roststäbe müssen aber so weit von einander gelagert sein, daß die Roststäbe, welche sich unter dem Einfluß der Wärme ausdehnen, nicht gegen einander stoßen und sich verbiegen können. Man läßt deshalb zwischen den Köpfen der Roststäbe einen freien Zwischenraum. Aber auch dieses Mittel ist oft nicht hinreichend, um ein Krummziehen der Roststäbe zu verhindern. Füllt sich nämlich der Zwischenraum zwischen den Köpfen zweier Roststabreihen mit Schlacken und dergleichen an, dann können die Roststäbe einen hinreichenden Widerstand gegen Ausdehnung nicht finden.

Fig. 316 und 317 zeigen einen Roststab, welcher eine Ausdehnung der Roststäbe in jedem Falle gestattet. Die Köpfe der Roststäbe sind an einem Ende

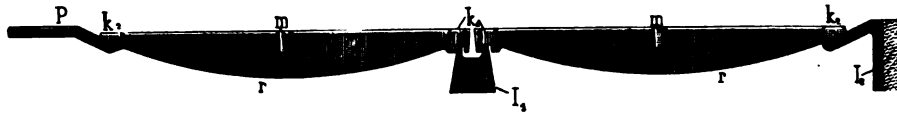


Fig. 316.

Fig. 317.

bei k_1 an ihrer Auflagestelle hakenförmig ausgebildet, an dem anderen Ende k_2 aber auf der Unterfläche abgeschrägt. Es werden die Roststäbe nun mit ihrem hakenförmigen Ende k_1 auf dem Mittelträger I_1 aufgelegt, welcher mit zwei durchgehenden Rippen versehen ist, die sie mit ihren hakenförmigen Enden übergreifen. Mit ihren abgeschrägten Enden legen sich aber die Roststäbe einerseits auf der Feuerplatte P, anderseits auf den Roststabträger I_2 auf, deren Auflageflächen ebenfalls abgeschrägt sind. Die Roststäbe können sich sonach alle nach einer Seite hin frei ausdehnen, und zwar nach der Seite mit den abgeschrägten Auflageflächen.

Die in Fig. 316 und 317 dargestellten Roststäbe unterscheiden sich von den vorgenannten auch dadurch, daß die Verstärkung an den Kopfenden und in der Mitte, durch welche die Spaltbildung entsteht, nur an einer Seite des Roststabes angebracht ist.

Man kann die Roststäbe aus Gußeisen und auch aus Schmiedeeisen anfertigen. Gußeisernen Roststäben giebt man gewöhnlich eine Dicke von 12—17 mm an der Oberkante und eine Länge bis 1 m. Bei Rostflächen, die eine größere Tiefe als 1 m haben, werden mehrere Reihen gußeiserner Roststäbe verwendet. Graues Gießereieisen eignet sich als Roststabmaterial nur dort, wo kein starker Betrieb ist. Es ist jedenfalls zu empfehlen, dem Gußeisen solche Zusätze zu geben, durch welche es einen höheren Schmelzpunkt erhält. Es kann dies durch Zusätze von Schmiedeeisen oder von weißem Eisen erreicht werden. Man macht aber auch Roststäbe von Stahlguß. Ein anderes Mittel, um gußeiserne Roststäbe an ihrer Oberfläche zu härten und durch Erhöhung ihres Schmelzpunktes weniger empfindlich gegen den Einfluß des glühenden Brennmaterials zu machen, besteht in der Herstellung aus Hartguß. Die Härtung des gußeisernen Materials wird dabei mit Hilfe einer Metallform erzielt, in welcher flüssiges Gußeisen stets schneller erstarrt, als in Sandformen. Hierdurch bildet sich an den Berührungsstellen des Gußeisens mit der Metallform eine harte Oberfläche. Derartige Roststäbe haben auch noch den Vorzug, daß ihre Oberfläche glatter wird und dadurch das Schüren erleichtert. Aus letzterem Grunde sollten alle in Sandform gegossenen Roststäbe an der Oberfläche abgeschliffen werden.

Schmiedeeiserne Roststäbe nietet man oft mehrere zusammen. Sie werden aus Walzeisen von nach unten verjüngt zulaufendem Querschnitt gefertigt. Fig. 318 und 319 zeigen einen schmiedeeisernen Roststab, der durch Zusammennieten von

Fig. 318.

Fig. 319.

drei Stäben r_1, r_2, r_3 entstanden ist. Dreieckige Zwischenplättchen p halten die Stäbe in dem gewünschten Abstande von einander, während die vorstehenden Nietköpfe n die einzelnen Packete von Roststäben in Abstand halten.

Wird die Roststabstärke zu gering gemacht, so steigert sich die Gefahr, daß die warmen Roststäbe sich seitlich ausbiegen. Das Bestreben geht deshalb dahin, Roststäbe von großer Stärke und zwar von 20—25 mm Stärke anzuwenden und diese über ihrer ganzen Fläche mit Quernuthen zu versehen, damit durch die stärkeren Roststäbe die freie Rostfläche nicht verringert werde. Die freie Rostfläche kann auch dadurch besser über der ganzen Rostfläche vertheilt werden, was eine sparsamere Verbrennung des Brennstoffes zur Folge hat. Solche Roststäbe bezeichnet man deshalb auch als Sparroststäbe. Indessen eignen sich diese Roststäbe nicht für alle Brennmaterialien, weil das Abschlacken des Rostes und

die Reinhaltung der kurzen Querspalten sehr erschwert wird. Steinkohle, welche nicht backt, Braunkohle, Torf und Brennstoffe, welche leicht zerfallen, können mit Vortheil auf einem Sparrost verbrannt werden, auch schon deshalb, weil unverbrannte Theile von feinkörnigem Brennmaterial durch die breiteren Längsspalten des einfachen Rostes leichter hindurchfallen.

Fig. 320.

Nachstehend sind einige Sparroste der Gießerei von Otto Thost in Zwickau dargestellt.

Bei dem Sparrost Fig. 320 ist der Roststab durch Quereinschnitte an seiner Oberfläche so gegliedert, daß diese wie aus lauter Vierecken zusammengesetzt erscheint. Die Stärke jedes Stabes nimmt nach unten hin ab, damit die Verbrennungsluft durch die Spalten frei hindurchtreten kann.

Fig. 321 und 322 zeigen einen einzelnen Roststab eines derartigen Rostes. Damit sich auf dem Grunde der Einschnitte keine Schlacken festsetzen und den

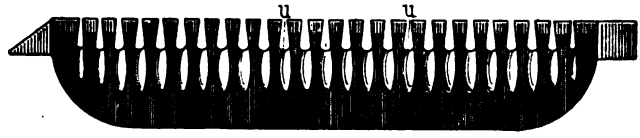


Fig. 321.

Fig. 322.

Luftdurchgang verstopfen, ist der Roststab an diesen Stellen dachförmig abgeschrägt, und die Einschnitte sind nach unten erweitert, wie Fig. 321 erkennen läßt.

Die Ecken, welche sich bei diesen Roststäben an der oberen Kante jedes Roststabes bilden, erschweren das Schüren des Feuers. Um diesen Uebelstand zu verringern, wurde der Schlangenrost Fig. 323 und 324 construirt. Seine bogen-

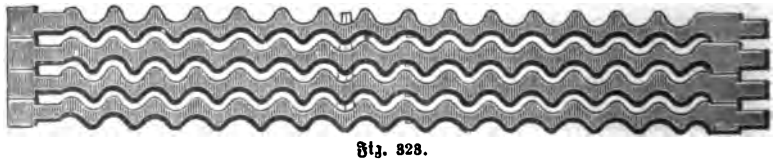


Fig. 323.

Fig. 324.

förmigen Ausbiegungen lassen einen wellenförmigen Spalt zwischen den einzelnen Roststäben frei. Wenngleich das Schüren dadurch erleichtert wird, so muß der

Schlitz immerhin breiter gehalten werden, als bei dem Sparroſt, und der Roſt erhält dadurch eine kleinere freie Roſtfläche. Auch für feinkörniges Brennmaterial iſt der Schlangenroſt wegen ſeiner größeren Schlitzbreite nicht zu empfehlen.

Fig. 325.

Bei mäßigem Betrieb des Feuers und bei nicht backendem Brennmaterial, wenn das Schüren von unten her ſich nicht ſo erforderlich macht, kann ein Sparroſt mit Querſchlitzen Verwendung finden, wie Fig. 325 einen ſolchen zeigt. Bei dieſem iſt der Oberſteg jedes Roſtſtabes durch Querſtege in diagonal gerichtete Quadrate getheilt. Dieſer ſogenannte Polygonroſt kann für feinkörniges Brennmaterial benutzt werden. Für das gleiche Brennmaterial iſt der in Fig. 326 wiedergegebene Roſtſtab brauchbar, deſſen Oberfläche durch Querſtege und Querſchlitze in kreuzförmige Köpfe zerlegt iſt. Beide Roſtſtabarten laſſen ſich naturgemäß ſchwerer reinigen, als die Roſtſtäbe mit geraden Schlitzen.

Fig. 326.

Fig. 327 und 328 zeigen einen einzelnen Roſtſtab und Fig. 329 und 330 zeigen eine Anſicht und den Grundriß des Ludwig'ſchen Roſtes, der von dem Gruſon-

Fig. 327.

Fig. 328.

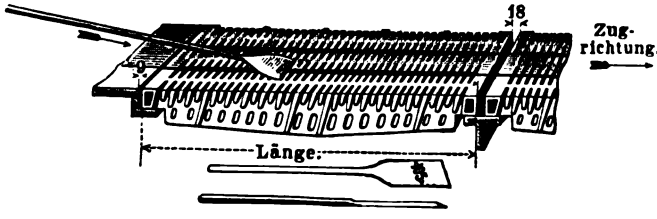


Fig. 329.

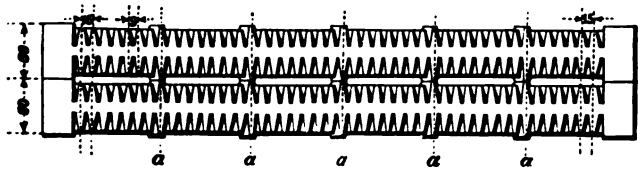


Fig. 330.

werk in Magdeburg-Buckau gebaut wird. Er besteht aus einem 10 mm starken Steg, an dessen beiden Seiten schwächere Rippen unter einem Winkel von 78° gegen die Oberfläche des Stabes geneigt angebracht sind. Bei den normalen Roststäben sind diese Rippen 6 mm von einander entfernt; für besonders feines Brennmaterial wird die Entfernung bis auf 3 mm verkleinert. Umgekehrt werden für Holzfeuerung die Rippen 10—20 mm von einander entfernt sein können. Durch die seitlichen Rippen wird der Stab so verstärkt, daß er nur eine verhältnißmäßig geringe Stärke zu haben braucht. Die schräge Stellung der Rippen aber soll die Luftzuführung erleichtern. Zum Zwecke der Abkühlung ist die Fläche des Roststabes unterhalb der Rippen mehrfach durchbrochen. Die benachbarten Stäbe berühren sich an den fünf Stellen a, sodaß zwischen den einzelnen Stäben sechs kürzere Spalten von 6 mm Breite entstehen. Der Roststab wird von der Fabrik zur Verbrennung von Feinkohle und Torf empfohlen; kommt Steinkohle zur Anwendung, so muß es eine nicht backende sein.

Die Roststäbe müssen so eingelegt werden, daß die Neigung der schrägen Rippen der Zugrichtung zugekehrt ist und die Köpfe seitlich ohne Spielraum dicht an einander schließen. Für die Längenausdehnung der Stäbe genügt es, zwischen zwei benachbarte Kopfreihen 10 mm Zwischenraum zu lassen. Verbleibt beim Einlegen der Roststäbe seitlich ein Raum, der nicht breit genug ist, noch einen Roststab aufzunehmen, so wird ein voller Flacheisenstab eingelegt.

Wie bei allen gegliederten Roststäben dieser Art, kann von unten her nur durch die freien Längsspalten die Schlacke etwas gelockert werden. In der Hauptsache wird mittelst eines Stoßeisens — Fig. 329 — die Schlacke von der Rostoberfläche abgelöst.

In Fig. 330 und 331 ist eine Vorfeuerung für einen Zweiflammrohrkessel von Jaques Piedboeuf in Aachen dargestellt. Jedes Flammrohr hat eine besondere Feuerung und beide sind durch eine Wand von feuerfesten Steinen von einander getrennt. Die Anordnung von zwei getrennten Feuerungen hat den Vorzug, daß abwechselnd auf einer der beiden Rostflächen frisches Brennmaterial aufgegeben werden kann und die heißen Gase der anderen Feuerung die Verbrennung der frischen Gase unterstützen. Das Gewölbe G des Verbrennungsraumes ist niedrig gehalten, damit das frisch aufgeworfene Brennmaterial bis zur Verbrennungstemperatur schnell vorgewärmt wird. Auch der vordere Theil des Flammrohres F ist mit feuerfesten Steinen bis auf 100 mm Tiefe ausgefüttert, sodaß die Verbindungsstelle zwischen Kesselboden und Flammrohr vor dem Einfluß der Flamme geschützt wird. Die Roststabträger I_1 bis I_4 sind in den Wänden der Feuerung mit eingemauert und tragen vier Reihen von Roststäben, welche alle zusammen eine nach hinten geneigte Ebene bilden. Das ganze Mauerwerk wird von einer eisernen Verankerung zusammengehalten. Durch die ganze Breite des Mauerwerkes der Vorfeuerung sind Schraubenbolzen hindurchgeführt, welche die von Außen gegen die Steinwand gebrachten U-förmigen Ankerschienen A zusammenhalten.

Vorfeuerungen dieſer Art verwendet man dort, wo ein geringwerthiges Brennmaterial in großen Mengen zur Verbrennung kommen muß, wie beiſpielsweiſe

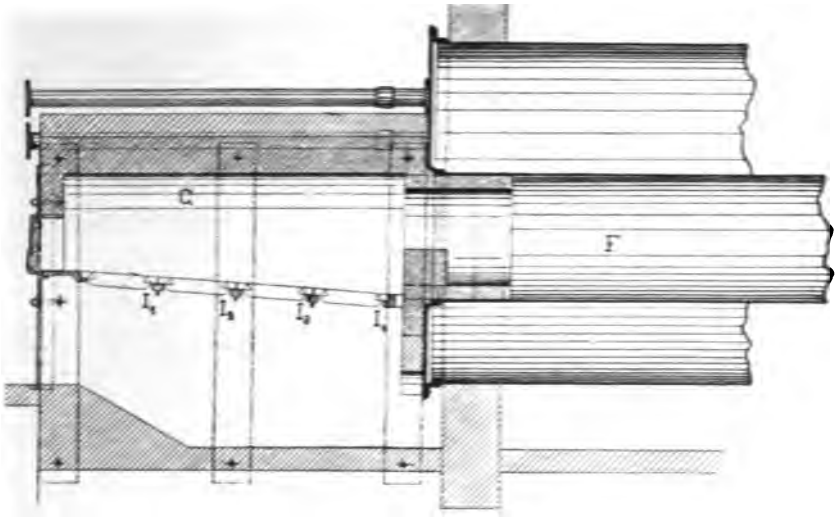


Fig. 331.

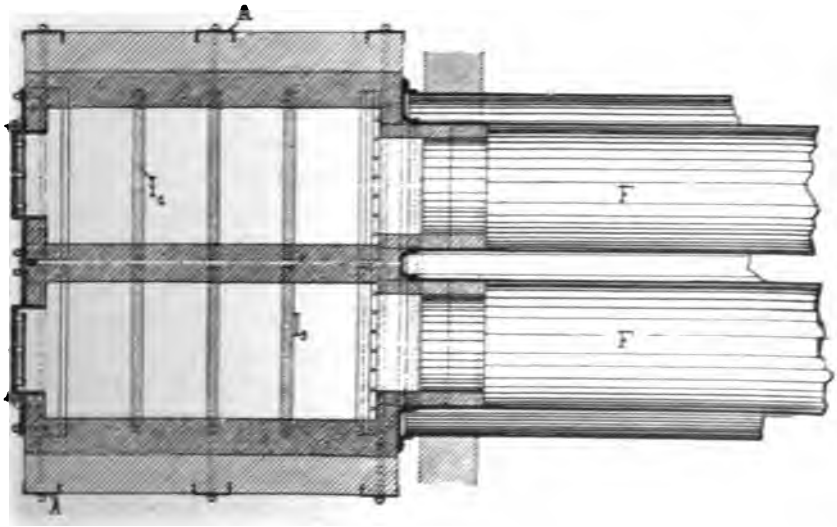


Fig. 332.

Holzabfälle, Sägemehl, Torf oder Braunkohle. Ein beſonderer Nachtheil der Vorfeuerung iſt es, daß durch ihr Mauerwerk zu viel Wärme verloren geht.

Der Flammrohrkeſſel erhält für gewöhnlich eine Innenfeuerung. Bei dieſer iſt, wie Fig. 333 erkennen läßt, die Feuerplatte P etwa in die Mittelebene des Flammrohres F eingebaut. Die Roſtſtabſtützen I_1, I_2 und I_3 legen

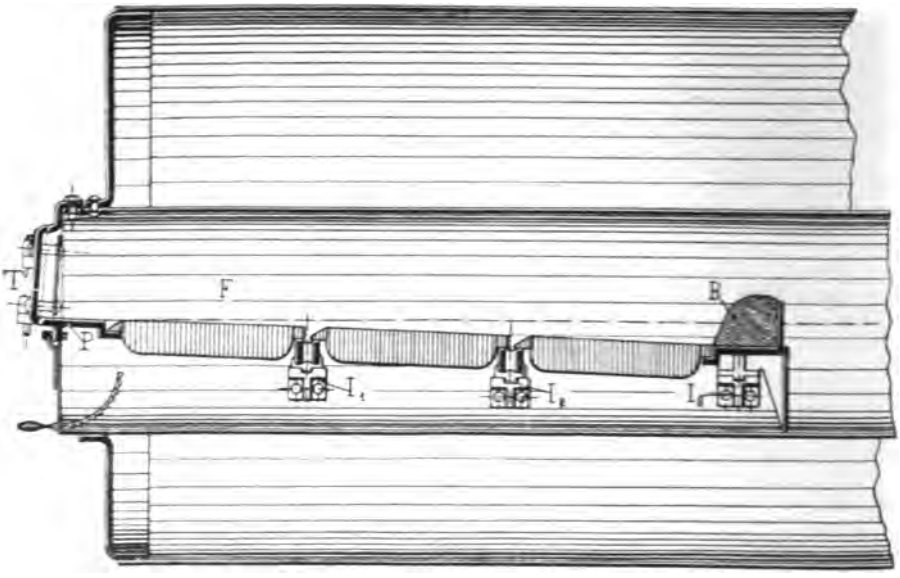


Fig. 333.

ſich auf im Flammrohr angenieteten Lappen auf und dienen drei Reihen von Roſtſtäben zur Stütze. Die ganze Roſtfläche iſt etwas nach hinten geneigt, einerſeits, damit die Feuerbrücke B noch wenigſtens 0,3 m unter dem Scheitel des Flammrohres bleibt, anderſeits aber, um den Luftzutritt auch zu den hinteren Roſtſtäben zu erleichtern. Der gußeiſerne Unterbau, auf den die Feuerbrücke von feuerfeſten Steinen ſich aufſetzt, ſchließt den Aſchenraum gegen das Flammrohr hin ab. Der Aſchenraum ſelbſt kann mittelſt einer verſchließbaren Klappe, die der Vorderwand angehängt iſt, mehr oder weniger zugeſtellt und dadurch auch die Mengen der zugeführten Verbrennungsluft geregelt werden.

Die Feuerplatte P iſt mit dem Heizthürrahmen aus einem Stück hergeſtellt. Fig. 334 bis 336 zeigen dieſen in großem Maaßſtabe. Der Thürrahmen R, der auch als Feuergeſchränk oder Zarge bezeichnet wird, ſoll an der Keſſelwand dicht anſchließen und keine Luft hindurch laſſen. Er wird gewöhnlich aus Gußeiſen, mitunter auch aus Schmiedeeiſen gemacht. Bei Flammrohrkeſſeln mit Innenfeuerung werden oft zur Anbringung des Feuerthürrahmens die Flammrohre etwas über den Boden des Keſſels hinaus — Fig. 333 — verlängert. Ueber dieſe Verlängerung wird der entſprechend geformte Feuerthürrahmen geſchoben und durch Schrauben mit dem Flammrohr verbunden. Oft wird aber der Thürrahmen nur flach gegen den Keſſelboden C geſchraubt, wie Fig. 334 bis 336 dies zeigen. Die Feuerthür T ſelbſt iſt in Angeln drehbar an

den Rahmen R so aufgehängt, daß sie sich von selbst schließt, damit nicht durch unbeabsichtigtes Auflassen der Thür kalte Luft einströmt und die Verbrennung stört. Es kann dies durch Schrägstellen der Thürangeln erreicht werden, wobei

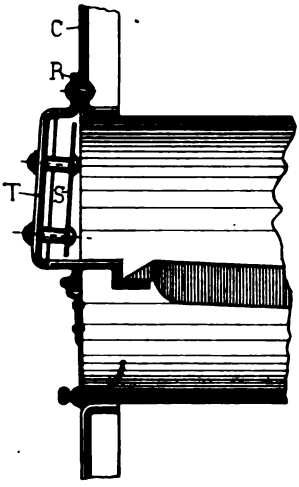


Fig. 334.

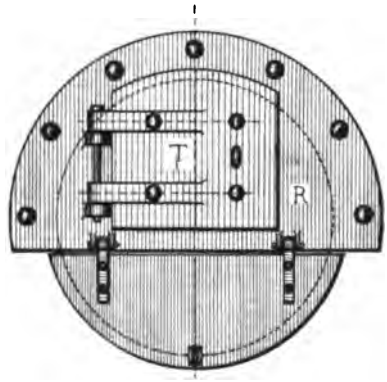


Fig. 335.

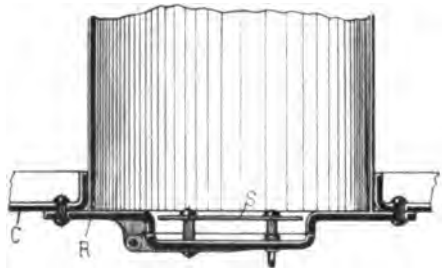


Fig. 336.

das Eigengewicht der Thür sie in die Schlußstellung drängt. Ein besonderer Thürverschluß erübrigt sich in diesem Falle. Auf der inneren Seite der Thür und in einem kleinen Abstand von ihr wird eine Schutzplatte S von Schmiedeeisen angebracht, welche die strahlende Wärme des Feuers von der Heizthür abhalten soll. Bei Flammrohren von großem Durchmesser können auch zwei Heizthüren an einem Thürrahmen angewendet werden. Heizthürrahmen, welche vor einer gemauerten Feuerung angebracht werden, wie dies im Allgemeinen bei Vorfeuerungen und Unterfeuerungen der Fall ist, werden entweder direkt in das Mauerwerk mit eingemauert oder durch Anker mit ihm verbunden. Den Feuerthüren giebt man meistens eine Breite von 0,4 und eine Höhe von 0,3 m.

Unter dem Einfluß der hohen Temperatur der Feuerungen werden die Roststäbe namentlich bei stärkerem Betrieb sehr schnell verbrannt. Es geht deshalb schon seit langer Zeit das Bestreben dahin, die Roststäbe gerade an den Stellen zu kühlen, welche dem Feuer am meisten ausgesetzt sind.

Ein solcher Rost mit Wasserkühlung ist der Graf'sche Rost Fig. 337, der von Walther & Co. in Kalk bei Köln ausgeführt wird. In der Figur ist die Graf'sche Feuerung mit dem unteren Theile eines Wasserrohrkessels wieder-

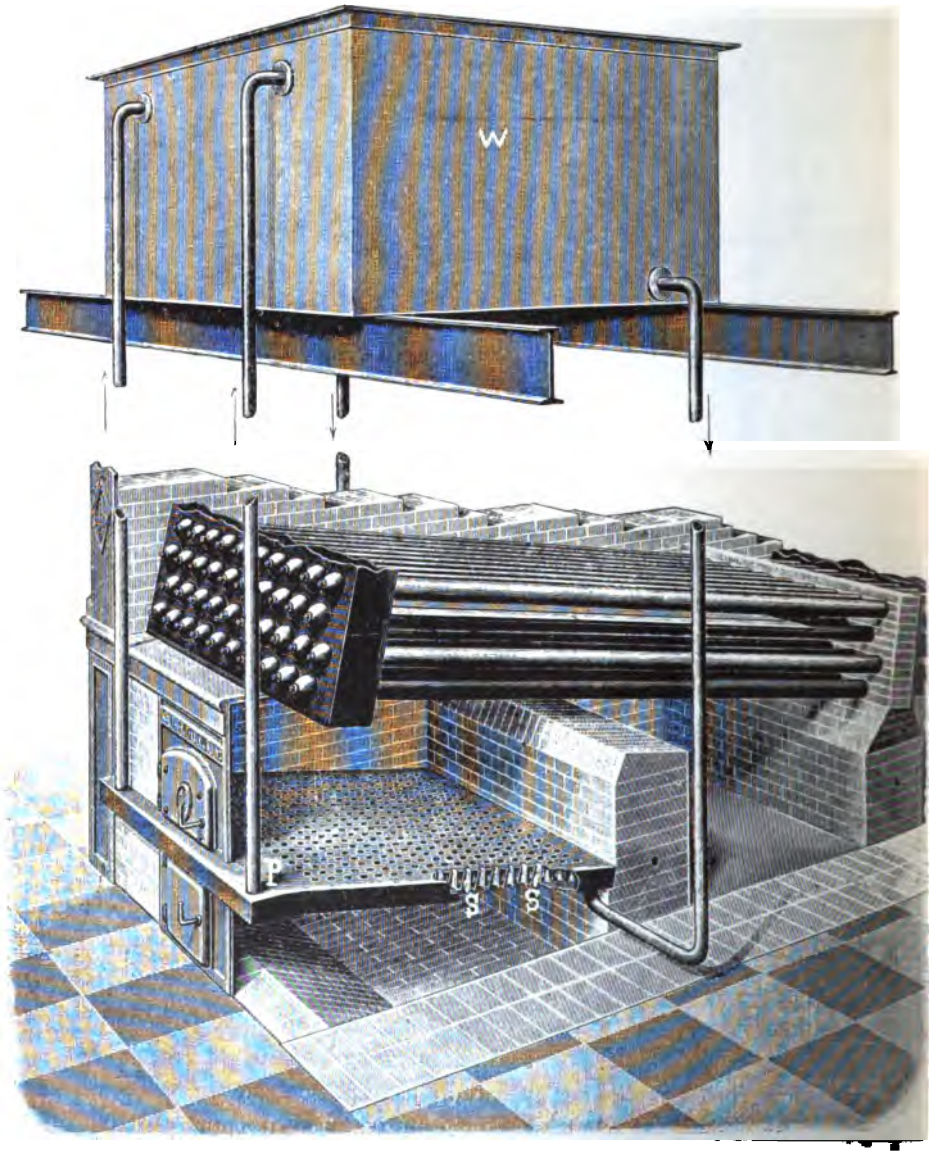


Fig. 337.

gegeben. Der Rost besteht aus einer oder mehreren Hohlplatten P von Blech. Die beiden Blechböden sind mittelst düsenförmiger Rohrstücke s in einem kleinen Abstande von einander gehalten. Der freie Durchgang dieser Düsen bildet die

freie Roſtfläche. Alle Düſen s durchdringen alſo die Hohlplatte P und ſind mit ihr feſt verbunden. Durch die Hohlplatte ſelbſt wird Waſſer geleitet und zu dieſem Zwecke iſt ein Waſſerbehälter W oberhalb des Keſſels aufgeſtellt, der mittelſt einer oder mehrerer Zuleitungs- und Ableitungsröhren mit der hohlen Roſtplatte in Verbindung gebracht iſt. Das Waſſer ſinkt aus dem Behälter hernieder und ſpeiſt die hohle Roſtplatte, erwärmt ſteigt aber das Waſſer in den Behälter wieder zurück. Es entſteht ſonach ein ſelbſtthätiger Waſſerumlauf. Das heiße Waſſer aus dem Behälter kann als Speiſewaſſer benutzt und neues kaltes Waſſer ihm von der Speiſepumpe zugeführt werden. Bei genügender Zuführung von kaltem Waſſer wird dieſes innerhalb der Roſtplatte nicht ſo weit erwärmt, daß Schlamm und Keſſelſtein innerhalb desſelben ſich abſetzen können. Eine etwas nach hinten geneigte Lage der Roſtplatte verhindert die Anſammlung von Luftbläschen und fördert dadurch den Waſſerumlauf.

Die Planroſt-Feuerung hat vor anderen Feuerungen den Vorzug der großen Einfachheit und Ueberſichtlichkeit, ſowie auch den, daß alle Kohlenſorten in ihr verbrannt werden können. Dagegen iſt es ein Mangel der Planroſt-Feuerung, daß die Beſchickung des Roſtes mit friſchem Brennmaterial, wenn ſie gleichmäßig erfolgen ſoll, einen geübten Arbeiter und große Aufmerkſamkeit erfordert. Man hat deshalb Vorrichtungen erſonnen, welche die Beſchickung des Planroſtes mit Brennmaterial ſelbſtthätig beſorgen. Mit Hilfe dieſer ſoll nicht nur eine ſtets gleichmäßige Schicht von Brennſtoff auf dem Roſte erhalten, es ſoll auch das Oeffnen der Heizthür vermieden werden.

Alle Vorrichtungen ſind mit einem Fülltrichter verſehen, welcher das Brennmaterial aufnimmt, und mit einer Einrichtung zur Vertheilung des Brennmaterials auf dem Roſt. Man unterſcheidet drei Arten von mechaniſchen Vorrichtungen zur Roſtbeſchickung und zwar:

1. ſolche, bei welchen der friſche Brennſtoff unter das glühende Brennmaterial, welches auf dem Roſte liegt, geſchoben wird,

2. ſolche, bei welchen das Brennmaterial in dem vorderen Theile der Feuerung vergaſt wird und allmählich nach hinten geſchoben wird, und

3. ſolche, bei denen der Brennſtoff, wie bei der Beſchickung von Hand, über die glühenden Brennſtoffſchichten ausgeſtreut wird.

Die Vorrichtungen der beiden erſten Arten haben ſich, wie es ſcheint, nicht bewährt, da ſie größtentheils außer Betrieb gekommen ſind. Im Beſonderen haben die Vorrichtungen der erſten Art den Nachtheil, daß ſie eine zu ſtarke Brennſtoffſchicht verlangen, damit der friſche Brennſtoff durch die mechaniſche Einrichtung unter dem glühenden Brennſtoff auf den Roſt geſchoben werden kann, ohne daß die darüber liegende Schicht mitgenommen wird.

Die Vorrichtungen der zweiten Art haben ſich namentlich in England und Amerika verbreitet. Das Brennmaterial fällt bei dieſen Vorrichtungen aus dem Fülltrichter auf die Roſtplatte und wird durch einen Schieber oder durch die Bewegung der Roſtſtäbe ſelbſt allmählich vorwärts geſchoben. Mit Rückſicht auf die geringere Bedeutung dieſer beiden Arten wollen wir nachſtehend nur die dritte Art der mechaniſchen Roſtbeſchickungen beſprechen.

Von den verschiedenen Vorrichtungen, welche diesem Zwecke dienen, sei hier der mechanische Feuerungsapparat von Leach erwähnt, der von der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz gebaut wird, wie er in den Figuren 338 bis 341 wiedergegeben ist. In Fig. 338 ist die Vorderansicht eines Zweiflammrohrkessels mit dieser Vorrichtung dargestellt, in Fig. 339 ein Längsschnitt durch denselben, während Fig. 340 einen Schnitt und Fig. 341 eine Ansicht der Be-

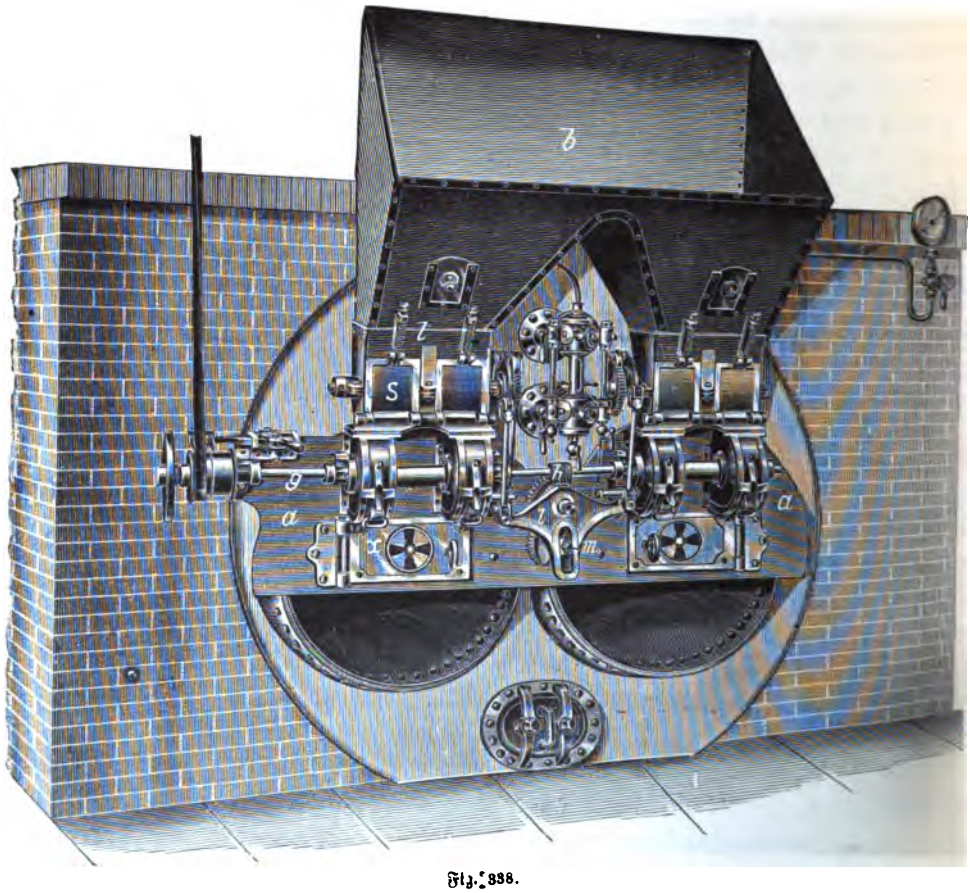


Fig. 338.

schickungsvorrichtung veranschaulichen. Der Apparat ist an dem Thürrahmen a angebracht. Die Kohle wird dem Trichter b aufgegeben, von dem sie einer Speisewalze c zugeführt wird, welche fünf gleiche Abtheilungen besitzt. Bei Drehung dieser Walze fällt die Kohle aus den einzelnen Abtheilungen in das Wurfradgehäuse d und wird durch die Flügel e in den Feuerraum geschleudert. Dabei fliegen die Kohlenstückchen theilweise gegen die Prellklappe f, durch deren Verstellung eine gleichmäßige Vertheilung des Brennstoffes auf der Rostfläche sich möglich macht.

Die durch einen Riemen angetriebene Welle g macht 300—400 Umdrehungen in der Minute. Sie trägt die Flügel e und in der Mitte zwiſchen beiden die Schnecke h, die mit dem Schneckenrad i — Fig. 341 — in Eingriff ſteht. Excentriſch auf ihm iſt der Stift k befeſtigt, auf dem die Doppelſchwinge l ſitzt. Sie wird durch den excentriſchen Stift k das Schneckenrad und durch die excentriſche Stellung der

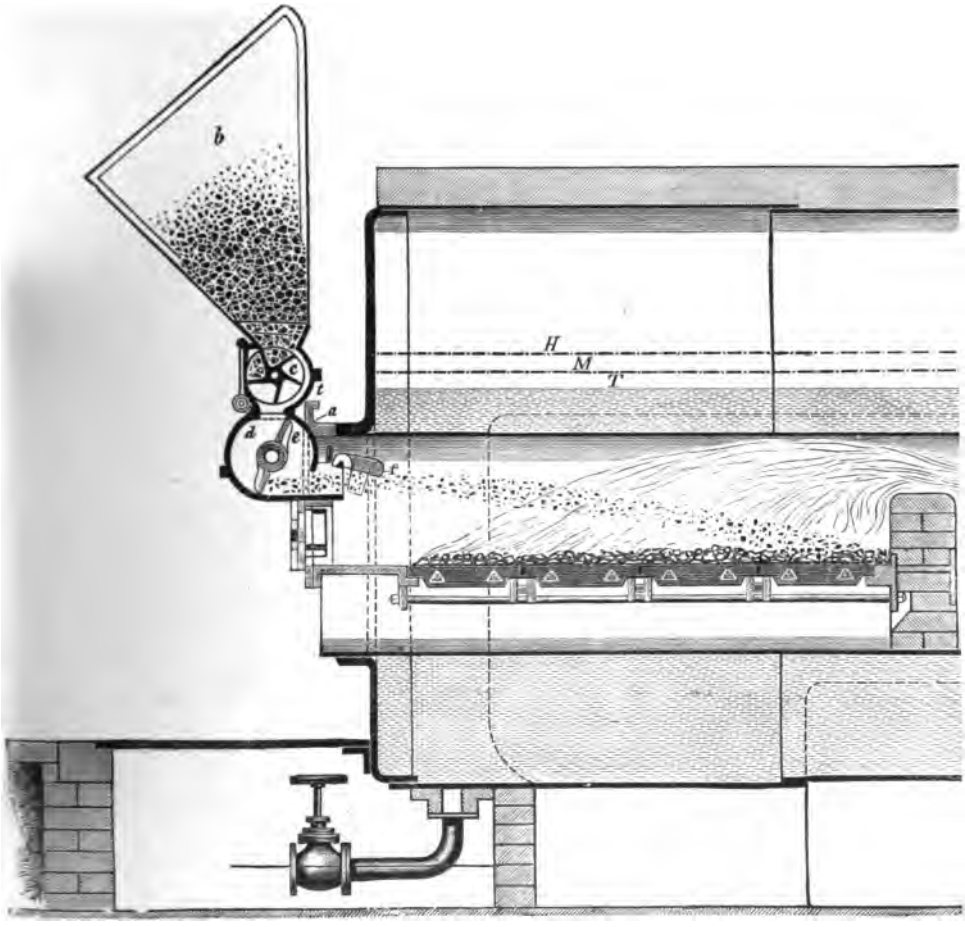


Fig. 339.

Gleitbacke m, die in einem Schlitz der Doppelſchwinge ſich bewegt, in Schwingung verſetzt. Mit Hilfe der Zugſtange o und dem Winkelhebel p, ſowie der Klinken q, die in das Schaltrad r eingreifen, wird zugleich die Speiſewalze c in Drehung verſetzt.

Die Anzahl der bei jedem Hub der Schwinge vorwärts geſchobenen Zähne des Schaltrades kann durch Einſtellung der Gleitbacke m verändert werden. Dadurch wird auch die Menge der von der Speiſewalze zugeführten Kohle vermehrt oder vermindert. Eine Prellklappe f erhält von dem Excenter u vermittelſt der Zugſtange v und dem Hebel w eine gleichmäßig ſchwingende Bewegung, ſodaß

durch ihre ſtetig veränderte Stellung das vorgeſchleuderte Brennmaterial mehr oder weniger über den Roſt gleichmäßig vertheilt wird.

Um zu verhindern, daß harte Kohlenſtücke der Drehung der Walze c ſich entgegenſtellen, iſt die Vorderwand s des Walzengehäuſes t federnd gelagert. Ein großes Stück Kohle, welches etwa hereinfällt, verhindert die Aufgabewalze an

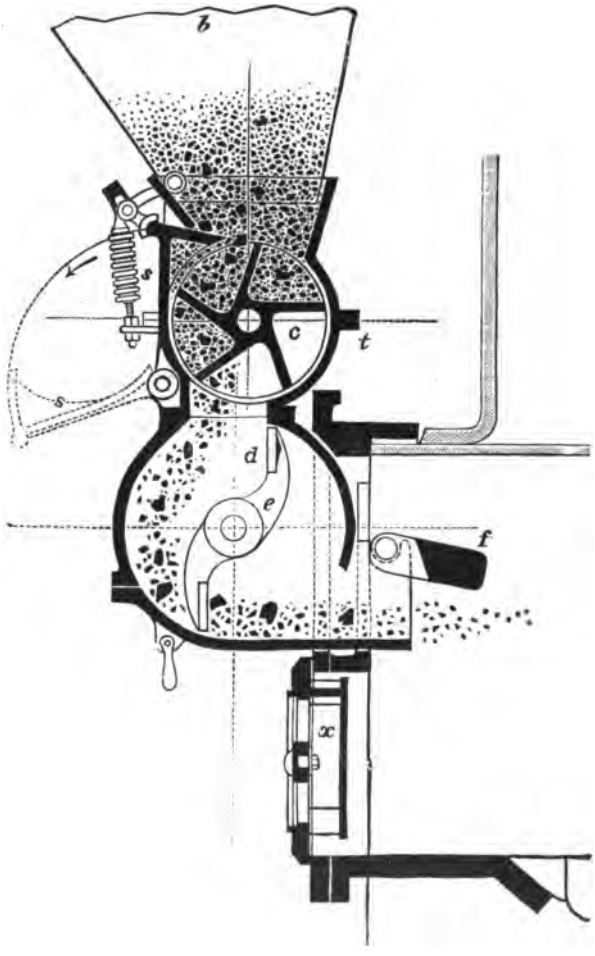


Fig. 340.

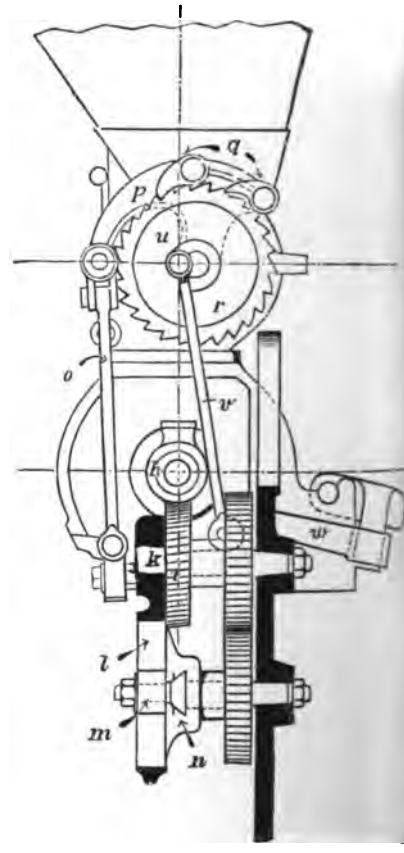


Fig. 341.

der Drehung, die Vorderwand klappt in Folge deſſen um und läßt das hindernde Stück herausfallen.

Ein Mangel dieſer Vorrichtung iſt es, daß ſie ſich nur für Stückkohle von beſtimmter Größe eignet. Aendert ſich die Größe der Stücke, ſo muß auch die Vorrichtung geändert und der Flügelradwelle eine andere Geſchwindigkeit gegeben werden. Kohlenſtücken von über 60 mm Stärke müſſen zerkleinert werden. Iſt

geeignete Kohle zur Verfügung, dann arbeitet eine derartige Feuerung vortheilhaft. Selbstverständlich kann die Arbeit des Heizers durch die Vorrichtung nicht ganz ersetzt werden, er muß den Feuerherd beobachten, ob das Brennmaterial sich stets gleichmäßig vertheilt, und er muß auch abschlacken. Eine Kohle, welche sehr stark schlackt und zusammenbackt, ist für die mechanische Aufschüttvorrichtung nicht zu gebrauchen.

Eine andere Art eines mechanischen Rostbeschickers, bei welchem die Beschickung von Hand mit Schaufel nachgeahmt wird, ist der mechanische Rostbeschickungs-Apparat von Münckner & Co. in Bautzen, welcher für einen Zweiflammrohrkessel in Ansicht durch Fig. 342 und in Schnitt durch Fig. 343 wiedergegeben ist.

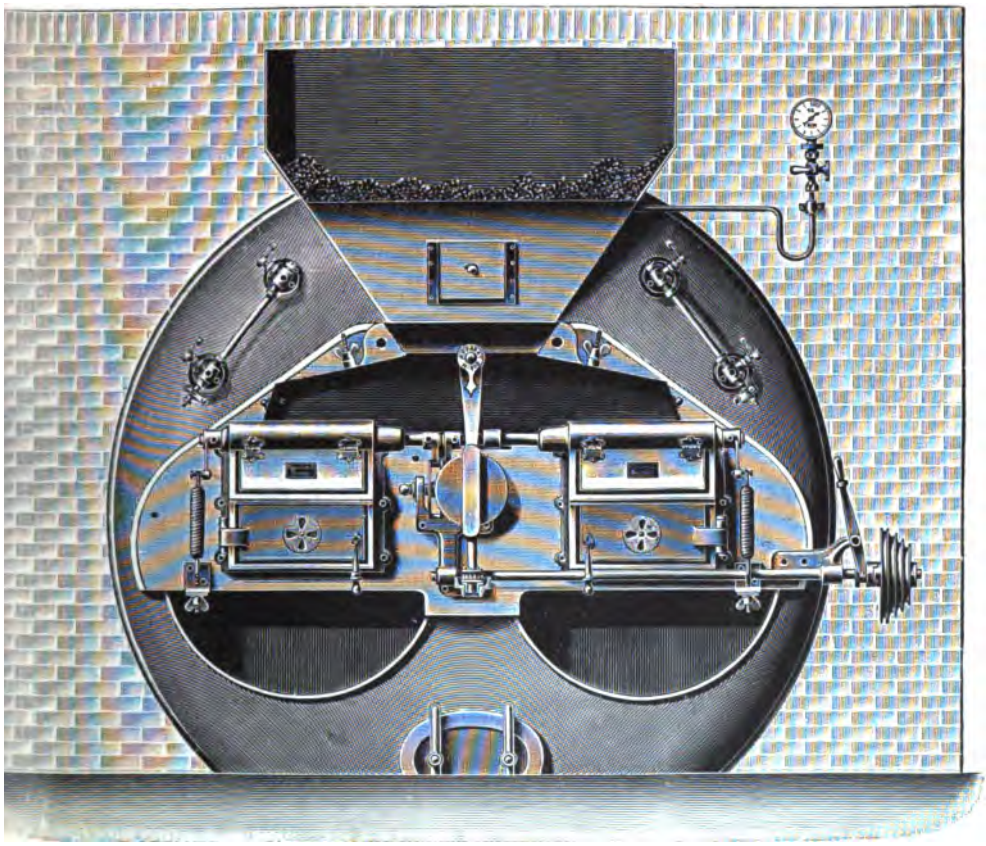


Fig. 342.

Der Apparat ist an dem Flammrohr direkt befestigt. Das Brennmaterial wird durch den Füllkasten aufgegeben und rutscht vermittelst seiner eigenen Schwere nach unten, wo es von einem Vertheilungsschieber erfaßt und abwechselnd einem der beiden Wurfkästen zugeführt wird. Der Vertheilungsschieber erhält seine Bewegung von einem Hebel durch Vermittelung der Kurbelscheibe, die zwischen den beiden Feuerthüren von Außen angebracht ist. Der Hub des Hebels ist verstellbar, wodurch die Menge des Brennmaterials, welches den Wurfkästen zugeführt wird,

beliebig geregelt werden kann. Zur Regelung der Kohlenmenge ist aber auch auf jeder Seite des Vertheilungsschiebers eine Regulirungsklappe vorgesehen, durch welche der freie Durchgang von dem Vertheilungsschieber nach den Wurfkästen vergrößert oder verkleinert werden kann.

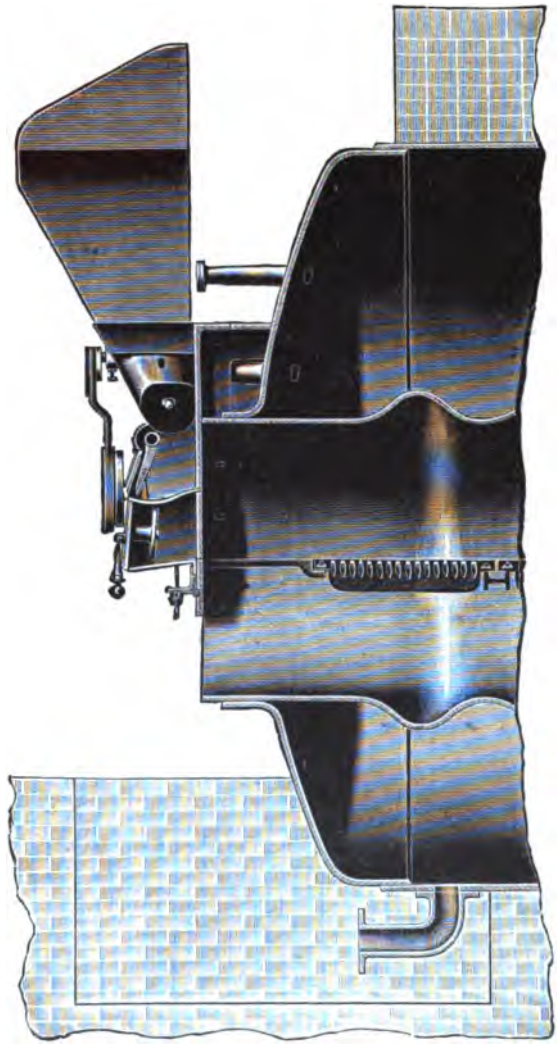


Fig. 343.

Die Wurfkästen decken den oberen Theil jedes Flammrohres ab. Sie enthalten je eine Schaufel, welche zum Zerstreuen der Kohle über die Rostfläche bestimmt ist. Diese Wurfschaufeln bestehen aus Blech und ist jede an einer Welle aufgehängt, die durch den oberen Theil der Wurfkästen hindurchgeht. An denjenigen Enden der Wellen, die nach der Mitte des Kessels liegen, sind Stahldaumen aufgesetzt, auf den entgegengesetzten Wellenenden Hebelarme, die durch kräftige Schraubenfedern die Wellen in einer bestimmten Endstellung halten, in welcher die Wurfschaufeln ihre Ruhelage einnehmen. Die Stahldaumen der Wellen werden von einem Knaggenrad der Antriebsvorrichtung mitgenommen und, nachdem sie einen bestimmten Weg zurückgelegt haben, wieder freigegeben. Dadurch werden die Wellen gegen die Wirkung der Federn gedreht und die Wurfschaufeln zu einem entsprechenden Ausschlag veranlaßt. Sobald die Stahldaumen das Knaggenrad verlassen, schwingen die Schaufeln unter Wirkung der Federn zurück und schleudern dabei die Kohlen, die aus den Wurfkästen vor die Schaufeln herunterfallen, über den Rost hinweg. Wie weit das Brennmaterial über den Rost zerstreut wird, hängt namentlich von dem Ausschlag ab, der den Schaufeln ertheilt wird. Um aber das Brennmaterial abwechselnd einmal auf dem vorderen Theile des Rostes, dann mehr nach der Mitte desselben zu vertheilen und dann nach dem hinteren Theile des Rostes, ist das Knaggenrad abwechselnd mit je drei Knaggen von verschiedener Höhe versehen, sodaß die Schaufeln bald einen kleineren, bald einen größeren Ausschlag erhalten und ihre Wurfkraft einmal um das andere Mal geändert wird. Die

Zahl der Würfe, welche innerhalb einer Minute erfolgen, und damit die Menge des Brennmaterials, welches in dieser Zeit aufgegeben wird, kann durch die Stufenscheibe geregelt werden, die auf der Antriebswelle angebracht ist.

Zum Schüren, sowie zum Herausziehen der Schlacken sind unterhalb der Wurfkästen Feuerthüren vorgesehen. Im Falle einer Betriebsstörung ist es dadurch auch möglich, den Planrost in gewöhnlicher Weise zu bedienen.

Die Treppenrost-Feuerung, auch **Stufenrost-Feuerung** genannt. Die Rostfläche wird von einzelnen Platten gebildet, die treppenförmig über einander gelegt werden, sodaß zwischen jeder Stufe die Verbrennungsluft hindurchtreten kann. Der ganze Treppenrost ist gewöhnlich unter 30—40° geneigt angelegt. Wie die Roststäbe, so werden auch die einzelnen Platten des Treppenrostes oft mit Querschlitzen versehen, damit die Verbrennungsluft an möglichst vielen Stellen dem Brennmaterial zugeführt wird. Man giebt dem ganzen Treppenrost eine Länge von höchstens 2 m und macht ihn nicht kleiner als 1,5 m. Den einzelnen Rostplatten kann man eine Länge von 400 bis 600 mm geben.*)

Fig. 344.

Fig. 344 zeigt einen Treppenrost von Otto Thost in Zwickau. Die einzelnen Platten haben Einschnitte, welche nach vorn offen sind, sodaß beim Schüren die Schlackenstücke, welche sich hier einklemmen, herausgestoßen werden können. Jede Rostplatte, gleichgültig, ob sie glatt oder gelocht ist, wird beim Treppenrost auf einen Rostbalken aufgelegt und es ruhen die einzelnen Balken auf Querträgern. Das Brennmaterial soll auf dem Treppenrost nicht von selbst nachrutschen, vielmehr wird es von Stufe zu Stufe heruntergestoßen. Zur Trennung des Aschenraumes von dem Verbrennungsraume schließt der Treppenrost unten durch einen Planrost ab. Besonders für feine Kohle, die auf dem Planrost nicht vortheilhaft verbrannt werden kann, weil zu viel davon unverbrannt durch die Rostöffnungen hindurchfällt, ist der Treppenrost eine geeignete Vorrichtung. Da bei ihm die wagerechten Spalten unterhalb jeder Stufe die Verbrennungsluft eintreten lassen, so ist das Herausfallen von unverbrannter Kohle auf der Treppe ausgeschlossen. Ein Nachtheil des Treppenrostes ist es, daß stets ein Theil der Roststräger im Feuer liegt und bei großer Glut schnell zerstört wird. Es werden deshalb nur geringwerthige Kohlen auf dem Treppenrost verbrannt.

---

*) Den Rostplatten giebt man eine Breite, wenn l = Länge derselben bedeutet, von:

$$b = \frac{l}{3{,}5} \text{ bis } \frac{l}{4}$$

und eine Stärke von: $s = \frac{l}{50}$.

Die Rostspalten erhalten eine Höhe von:

$$w = 2\,s \text{ bis } 1{,}75\,s.$$

Eine vollständige Treppenroſt-Feuerung nach Ausführungen von Jaques Piedbocuf in Aachen iſt durch Fig. 345 und 346 wiedergegeben. Je nach der Art des Keſſels bildet die Treppenroſt-Feuerung eine Vorfeuerung oder Unterfeuerung. Bei der dargeſtellten Vorfeuerung für einen Flammrohrkeſſel ruhen

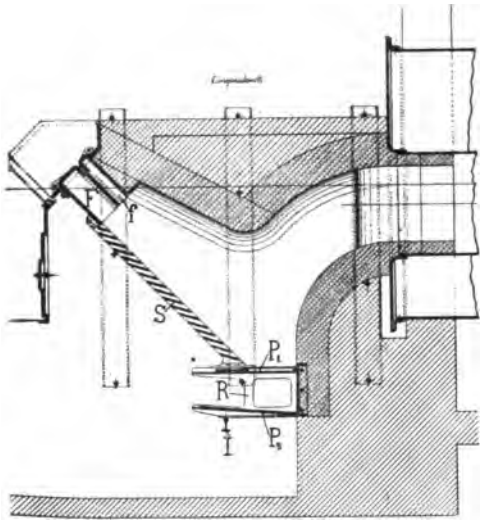


Fig. 345.

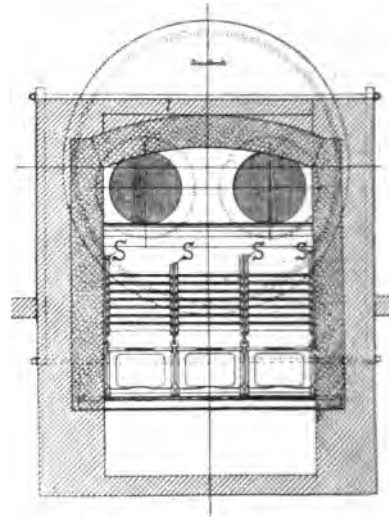


Fig. 346.

die einzelnen ſtufenförmig über einander angeordneten Platten zwiſchen Trägern S, welche Schilder genannt werden. Die dargeſtellte Treppenroſt-Feuerung iſt in drei Abtheilungen getheilt, ſodaß zwei Seitenſchilde, welche in das Mauerwerk eingebaut werden, und zwei Mittelſchilde ſich nöthig machen. Die Schilder ſind oben an der Feuerplatte angeſchraubt und ſtützen ſich unten auf einen gußeiſernen Rahmen R, der vorn in dem Mauerwerk befeſtigt und an ſeinem freien Ende von einer Querſchiene I getragen wird. Dieſer Rahmen dient gleichzeitig zur Aufnahme zweier Reihen über einander angeordneter Schieber P_1 und P_2. Nur die Oberſchieber P_1, die als Planroſt dienen, ſind durchbrochen, die unteren P_2 nicht. Wird es erforderlich, die oberen Planroſte P_1 abzuſchlacken, ſo hält man die Platten P_2 geſchloſſen, während die oberen zum Zwecke des Abſchlackens herausgezogen werden. Dabei fällt der große Theil der Schlacke und Aſche auf die Platten P_2. Nach Reinigung der Planroſte P_1 ſchiebt man dieſe wieder ein und öffnet den Aſchenraum, indem man die Platten P_2 vorzieht. Durch dieſe Einrichtung will man im Beſonderen verhindern, daß beim Abſchlacken zu viel kalte Luft in den Feuerraum eintreten kann.

Das Brennmaterial giebt man durch den Füllſchacht F auf. Da der Treppenroſt aber nicht ſo ſchräg angeordnet iſt, daß das Brennmaterial von ſelbſt nachrutſchen kann, ſo iſt über der Füllöffnung F eine kleinere Oeffnung f vorgeſehen zur Einführung von Schüreiſen, mit welchem das Brennmaterial nachgeſtoßen wird. Die Aſche und Schlacke bleibt zum großen Theil auf den Roſtplatten liegen und muß durch die wagerechten Spalten hin und wieder ausgeſtoßen [illegible]

Man giebt dem Treppenroſt eine ſolche Neigung, daß auf dem oberen Theil desſelben mehr Material ſich anſammelt, als auf dem unteren. Dieſer Neigungswinkel wird durchſchnittlich 33° angenommen. Er muß aber, je nach der Art des Brennmaterials, ein verſchiedener ſein. Man hat deshalb, um die Neigung des Roſtes dem Brennmaterial anpaſſen zu können, den Treppenroſt auch verſtellbar gemacht.

Ein dem vorbeſprochenen ähnlicher Treppenroſt, der in Süddeutſchland als Stufenroſt bekannt iſt, giebt für eine Unterfeuerung Fig. 347 bis 349 wieder.

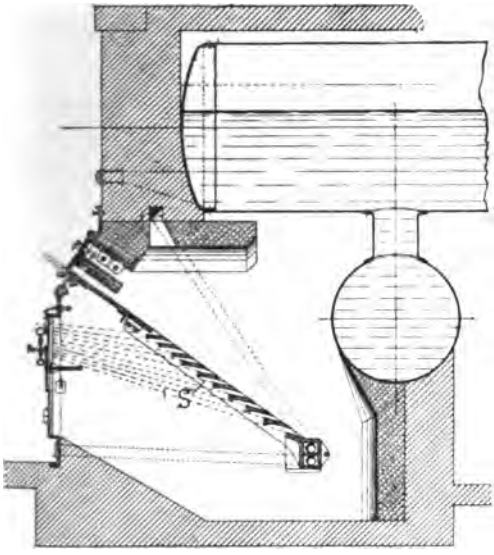


Fig. 347.

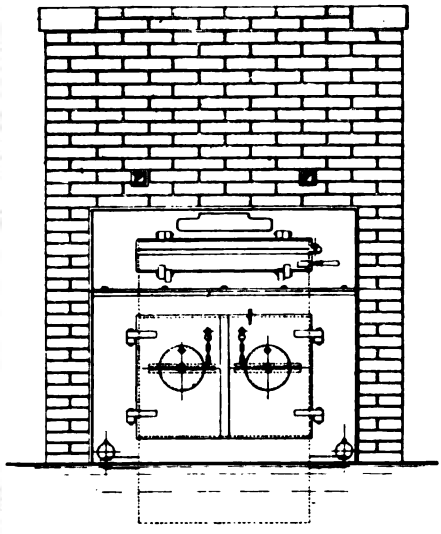


Fig. 348.

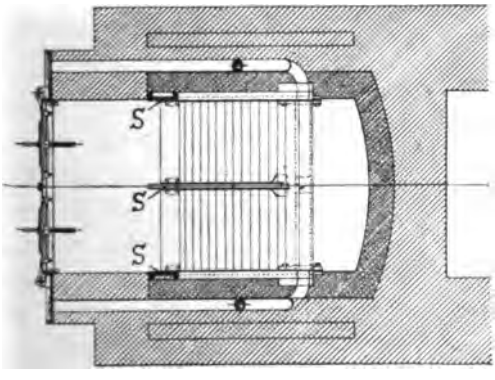


Fig. 349.

Er unterſcheidet ſich von der gebräuchlichen Anordnung dadurch, daß die einzelnen Roſtplatten unter verſchiedenen Neigungswinkeln liegen, und zwar iſt ihre Neigung ſo beſtimmt, daß alle wagerechten Spalten von einer Stelle aus überſehen werden können, wie die einpunktirten Linien dies andeuten. Der Neigungswinkel nimmt

also nach unten zu. Diese Anordnung erleichtert das Abschlacken und die Controle über dasselbe. Bei diesem Treppenrost fehlt der Planrost am unteren Ende, die Schlacke und Asche muß deshalb den ganzen unteren Raum vor dem Rost ausfüllen.

Der Lange'sche Etagenrost, der nach Ausführungen der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln in Fig. 350 und 351 wiedergegeben ist,

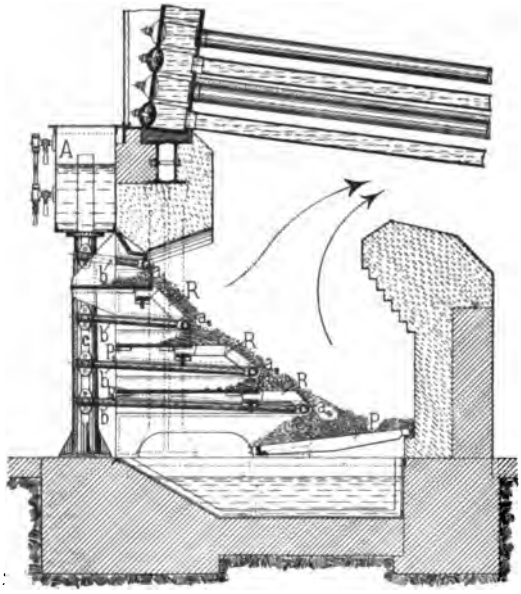


Fig. 350.

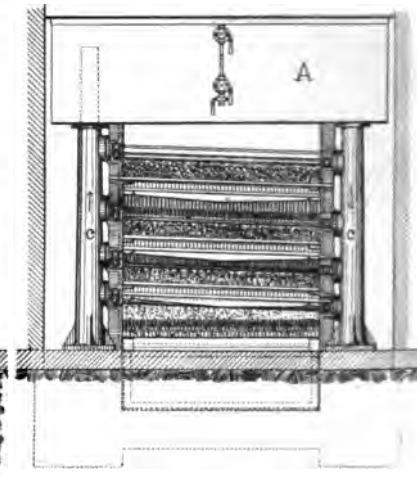


Fig. 351.

weicht in seiner Bauart von den anderen Treppenrosten ab. Er besteht aus einer Anzahl geneigt und stufenförmig über einander angeordneter Planroste. Seiner Construction liegt der Gedanke zu Grunde, daß zu einer vollständigen Verbrennung des Brennmaterials die frische Kohle nicht auf, sondern unter die glühende gebracht werden muß. Bei der dargestellten Feuerungsanlage sind durch die Platten p_1 und p_2 drei Etagen gebildet, an deren hinteren Enden ein stumpfwinkelig gebogener Rost R angelegt ist. Jeder dieser Roste stützt sich etwa in halber Höhe der Etage auf ein querliegendes Rohr a_1 bis a_4, das als Rostträger dient. Diese sind durch die Seitenrohre b mit den zu beiden Seiten der Feuerung liegenden senkrechten, röhrenförmigen Ständern c verbunden und diese mit dem Kühlwasserbehälter A, der auf dem Kesselmauerwerk steht. Durch den Kreislauf des Wassers müssen sonach die röhrenförmigen Rostträger a_1 bis a_4 gekühlt und vor Verbrennen geschützt werden. Nach unten ist der Etagenrost durch einen Planrost P abgeschlossen.

Die Arbeit an dem Rost ist nun folgende: Wenn die ganze Rostfläche mit einer glühenden Schicht Brennmaterial bedeckt ist, wirft der Heizer auf die Platten p_1 und p_2 Kohle und drückt sie mit einer Krücke auf der untersten Etage in den Feuerraum, darauf die Kohlen von der mittleren Etage. Während die frischen Kohlen vorgeschoben werden, schieben sich die darüberliegenden glühenden über

dieſelben hinweg und bedecken ſie. Die Gaſe der friſchen Kohlen müſſen durch die glühenden Kohlen hindurch und verbrennen dabei vollſtändig. Um die entſtandenen Lücken der Brennſtoffſchicht der oberen Etage auszufüllen, ſtößt nun der Heizer dort ſo viel friſche Kohle nach, als nöthig iſt.

Der Wunſch, die Keſſelfeuerung zu einer Füllſchacht-Feuerung umzugeſtalten, führte zu einer Roſtconſtruction, die zum Theil dem Planroſt, zum Theil dem Treppenroſt ähnelt. Es iſt dies:

die **Schrägroſt-Feuerung** oder auch **Schüttroſt-Feuerung** genannt. Sie macht die dauernde Beſchickung durch den Heizer überflüſſig. Das Brennmaterial ſoll durch ſein eigenes Gewicht über die Roſtfläche ſich ausbreiten.

Eine Schrägroſt-Feuerung, bei welcher der ganze Roſt von Waſſerröhren gebildet iſt, hat der Lilienthal'ſche Dampfkeſſel von O. Lilienthal in Berlin — Fig. 352. Der Dampfkeſſel beſteht aus einer Anzahl von ſchlangenförmig

Fig. 352.

gewundenen Röhren, die hinter einander angeordnet ſind. Durch dieſe Anordnung bildet ſich in dem unteren Theile des Dampferzeugers ein viereckiger Schacht, der eine ſchräg nach hinten geneigte Lage hat. Die Zwiſchenräume zwiſchen den einzelnen Röhren werden entſprechend dem Brennmaterial, welches zur Verwendung

kommen soll, in Abständen von 10 mm und darunter angeordnet. Das Brennmaterial rückt auf dem Schrägrost von selbst nach. Die Heizgase ziehen durch die Zwischenräume der Rohre nach oben und die Rückstände des Brennmaterials fallen durch die unteren Zwischenräume in den Aschenraum. Durch die Wasserkühlung wird das Ansetzen von Schlacke an den Roststäben verhindert.

Eine einfache Schrägrost-Feuerung, die nur dadurch entstanden ist, daß ein Planrost schräg angeordnet wurde, zeigen nach Ausführungen von Otto Thost in Zwickau Fig. 353 und 354. Die Feuerung bildet eine Vorfeuerung für einen

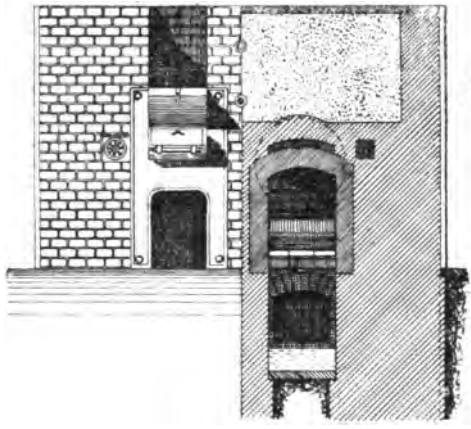


Fig. 353.

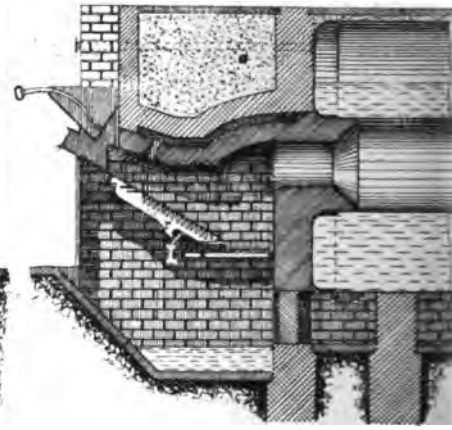


Fig. 354.

Flammrohrkessel. Der Rost besteht aus einzelnen, in der Längsrichtung neben einander liegenden Roststäben r, welche mit ihrem oberen hakenförmigen Ende über eine Rippe der Feuerplatte sich legen. Als untere Stütze für die Roststäbe dient eine runde eiserne Stange I, gegen den die Roststäbe mit einem kurzen Ansatz sich legen. Alle Roststäbe sind unter einem Winkel von 30—35° geneigt. Das Brennmaterial wird durch einen Fülltrichter aufgegeben und rutscht nach, sobald das auf dem Rost liegende Brennmaterial verbrannt ist. Hierbei wird es allmählich vorgewärmt und entgast. Die Gase aber ziehen durch die Flamme des bereits vergasten Brennmaterials und werden dabei entzündet.

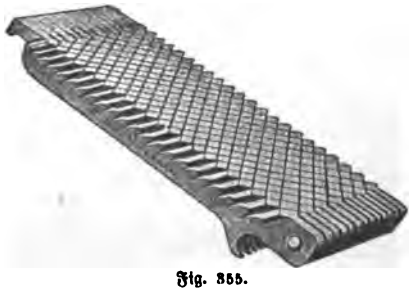


Fig. 355.

Den Roststäben kann die verschiedenste Form gegeben werden. Fig. 355 zeigt einen Polygonrost für eine Schrägrost-Feuerung. Wie bei dem Treppenrost wird auch vor dem Schrägrost ein Planrost oder Schieber zum Abschluß des Aschenraumes benutzt, auf welchem die Schlacke und Asche sich ansammelt.

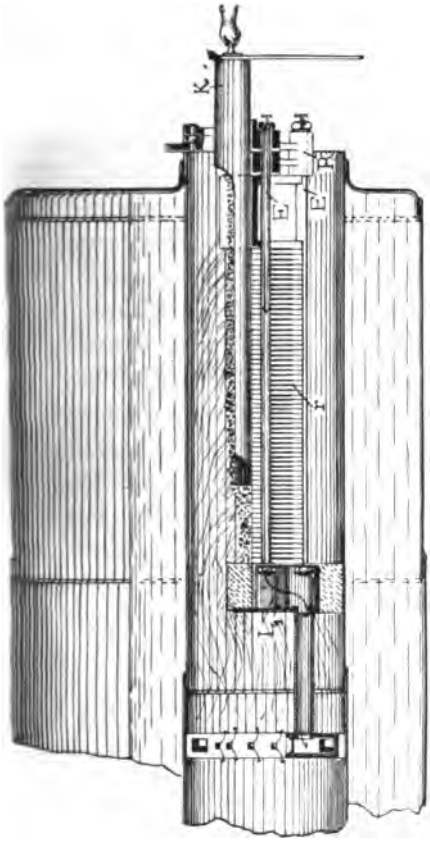


Fig. 357.

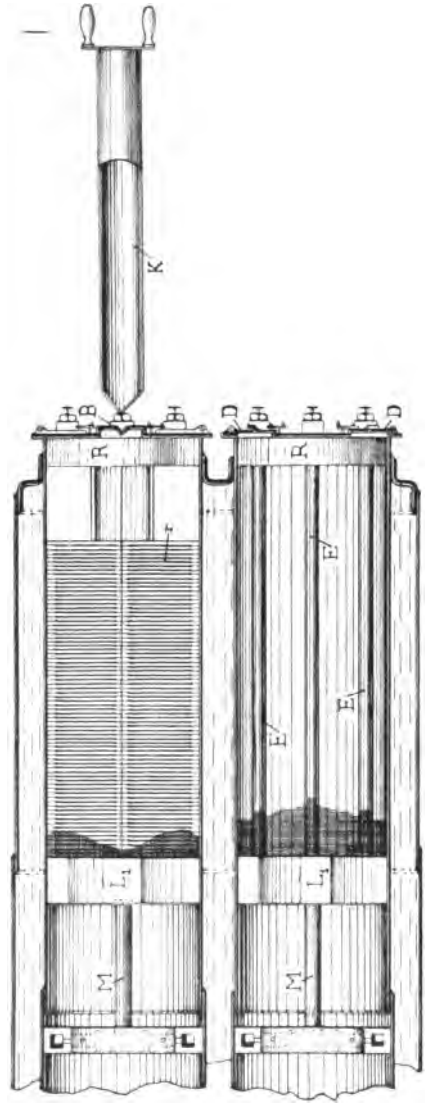


Fig. 359.

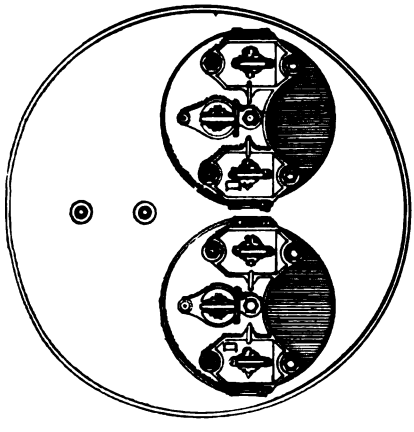


Fig. 356.

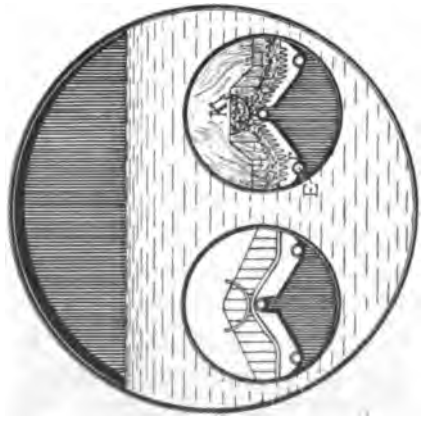


Fig. 358.

Als eine besondere Art der Schrägrost-Feuerung ist die Cario-Feuerung zu bezeichnen. Bei ihr ist der Rost nicht wie bei den bisherigen Schrägrost-Feuerungen in der Längsrichtung geneigt, sondern in der Querrichtung, sodaß er ein dachförmiges Aussehen hat. Fig. 356 bis 359 zeigen eine Ausführung der Cario-Feuerung nach Otto Thost in Zwickau. Der Rost besteht aus zwei Reihen von Roststäben r, welche dachförmig von der Mitte aus nach beiden Seiten hin abfallen. Die Roststäbe stützen sich auf drei starke Röhren E, welche an der Feuerbrücke L_1 und an dem Thürrahmen R angeschraubt sind. Bei besonders langen Rostflächen werden zur Unterstützung der Röhren E Zwischenböcke eingesetzt.

Das Brennmaterial muß dem Rost auf seiner oberen Kante über der ganzen Länge hin aufgegeben werden. Dazu dient eine rinnenförmige Schaufel K. Sie wird mit Brennmaterial gefüllt, mit ihrer Spitze gegen die Mitte der zweitheiligen Thür B gestoßen, deren Theile pendelnd aufgehängt sind und bei Einführung der Schaufel seitlich ausweichen. Ist die Schaufel vollständig eingeführt, dann reicht sie über die ganze Länge des Rostrückens hinweg und kann durch Wenden nach der einen oder anderen Seite entleert werden. Das Brennmaterial vertheilt sich dabei gleichmäßig über der ganzen Rostfläche. Während der Brennstoff auf den Rostflächen niedergleitet, verbrennt er allmählich und die verbrannten Theile sammeln sich auf Planrostflächen, in welche die geneigte Rostfläche übergeht. Die Schlackenthüren D gestatten die Reinigung der Planroste.

Fig. 360.

Für die Fläche läßt sich jede Art von Rosten verwenden. Fig. 360 zeigt einen Stufenrost für die Cario-Feuerung. Die Stufen werden durch Rippen gebildet, die an dem geneigten Stege des Roststabes zu beiden Seiten wagerecht sich ansetzen. Der untere, gerade Theil des Rostes hat senkrecht stehende Rippen.

Die Tenbrink-Feuerung, welche nach ihrem Erfinder, Fabrikant in Arlen, benannt ist, ist die verbreitetste Schrägfeuerung, welche zuerst für die Dampfkessel der Lokomotiven zur Anwendung kam. Nach Ausführungen der Maschinenfabrik Eßlingen in Eßlingen ist eine Tenbrink-Feuerung in Fig. 361 dargestellt. Sie unterscheidet sich von den anderen Feuerungen dadurch, daß sie nicht in Mauerwerk, sondern vollständig in einen besonderen Dampfkessel eingebaut ist, damit alle Wärme, die innerhalb der Feuerung entwickelt wird, zur Dampfbildung ausgenutzt werden kann. Als Feuerraum dient ein Rohr, das in einem Querkessel in schräger Richtung und senkrecht zu dessen Längsachse eingesetzt ist. Durch die geneigt liegende Rostfläche wird der Feuerraum in den Verbrennungsraum und den Aschenraum getheilt. Der Querkessel mit der Feuerung wird als Tenbrink-Vorlage bezeichnet. Die einzelnen Roststäbe stützen sich mit ihrem

unteren Ende auf einen Roſtſtabträger a. Sie ſind in ihrem oberen Theile mit feineren Schlitzen und Querſtegen verſehen, während der untere Theil der Stäbe glatt iſt. Es ſoll dadurch verhindert werden, daß unverbranntes Brennmaterial im oberen Theil der Feuerung hindurchfallen kann. Die Aſche und Schlacke ſammelt ſich am Ende des Schrägroſtes in einem gemauerten Aſchenfall an.

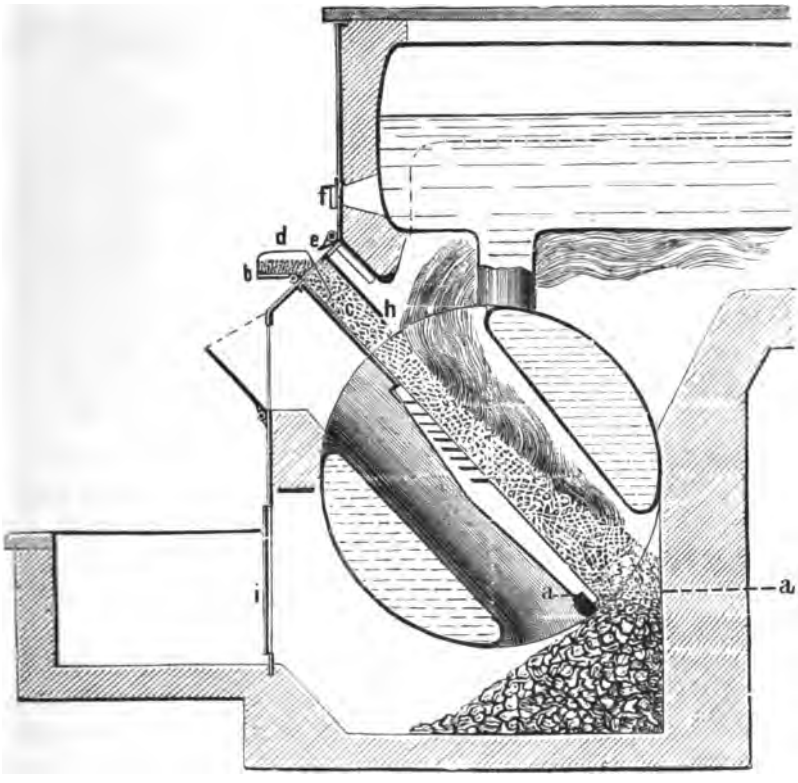


Fig. 861.

Das Brennmaterial wird dem Roſt durch einen Füllſchacht c zugeführt, auf dem häufig noch ein Fülltrichter d ſich aufſetzt. Ueber dem Füllſchacht c iſt ein zweiter ſchmaler Kanal h vorgeſehen, der durch eine Klappe e mehr oder weniger verſchließbar iſt. Durch dieſe Oeffnung kann der Roſt überſehen und, wenn die Verbrennung eine unvollkommene iſt, auch Luft zugeführt werden.

Weil die Feuergaſe gezwungen werden, ihren Weg dem abwärts gleitenden Brennmaterial entgegen zu nehmen, wird ſie auch als Gegenfeuerung bezeichnet. Die Feuergaſe des am meiſten glühenden Brennmaterials ſtreichen dabei über das weniger verbrannte Brennmaterial hinweg und bringen die dort entwickelten Gaſe zur Entzündung und zur Verbrennung. Derartige Feuerungen bezeichnet man als Halbgasfeuerungen, weil bei ihnen eine unvollkommene Verbrennung ſtattfindet, bei welcher Rauchgaſe ſich entwickeln, die von den Feuergaſen auf dem anderen Theile des Roſtes verbrannt werden.

Die Tenbrink-Feuerung wird für Brennstoffe aller Art benutzt und die Zahl derjenigen Brennstoffe, welche auf der Tenbrink-Feuerung nicht verwendet werden, ist eine nur geringe.

Als ein Nachtheil dieser Feuerung kann es bezeichnet werden, daß der Roststabverbrauch ein verhältnißmäßig großer ist, und daß das glühende Brennmaterial im Fall der Gefahr nicht schnell genug von dem Rost fortgeräumt werden kann. Diesen Nachtheilen stehen aber so wesentliche Vorzüge gegenüber, daß die Tenbrink-Feuerung als eine der vollkommensten Feuerungen bezeichnet werden kann.

Die Füllschacht-Feuerungen. Bei diesen Feuerungen wird der Verlauf der Verbrennung durch Aufschütten von frischem Brennmaterial nicht gestört. Sie bestehen aus einem Schacht, der sich über der Rostanlage erhebt und welcher stets mit Brennmaterial gefüllt bleibt. Das Brennmaterial rückt von selbst in dem Verhältniß nach, als es auf dem Rost verbrannt wird. Das frische Brennmaterial kann niemals unmittelbar auf die glühenden Kohlen kommen und zur Rauchbildung Veranlassung geben, weil es bei seinem langsamen Niedergange allmählich vergast wird. Es ist dabei vorausgesetzt, daß die Anlage ein ungestörtes Nachrutschen des Brennmaterials gestattet, und daß zwischen der Rostanlage und dem Füllschacht durch Hängenbleiben des Brennmaterials im Letzteren keine Hohlräume entstehen. In diesem Falle, oder wenn der Füllschacht nicht genügend gefüllt ist, würde kalte Luft über den Brennstoff hinweg in die Feuerzüge gelangen können Von der großen Anzahl von Füllschacht-Feuerungen, welche in Gebrauch sind, sei hier als Dampfkessel-Feuerung die

Donneley-Feuerung erwähnt, welche in Fig. 362 und 363 dargestellt ist. Die Feuerung besteht aus zwei senkrecht angeordneten Rosten, deren Verlängerung nach oben den Füllschacht F bildet. Der vordere Rost setzt sich aus gewöhnlichen Roststäben r_1 zusammen, die auf zwei Querträgern I_1 und I_2 so aufgehängt sind, daß sie fast senkrecht hängen. Der hintere Rost besteht aus den Wasserröhren r_2, die oben in den röhrenförmigen Kasten R_1, unten in den Kasten R_2 münden. Durch die Verbindungsrohre V sind die oberen Kasten R_1 und durch die Verbindungsrohre W die unteren Kasten R_2 mit dem Ober- bezw. Unterkessel in Verbindung gesetzt. Auf diese Weise kann durch den Wasserröhrenrost das Kesselwasser frei cirkuliren.

Wenn der Schacht, welcher zwischen den beiden senkrechten Rosten sich bildet, mit Brennmaterial gefüllt ist, so streicht die Verbrennungsluft wagerecht durch den Rost hindurch. Der verbrannte Brennstoff und die Asche sammeln sich am unteren Ende der Feuerung an. Der Brennstoff, welcher oberhalb der Roste in dem Füllschachte F sich befindet, wird durch die Wärme des darunter liegenden glühenden Brennstoffes erwärmt und vergast, seine Gase aber ziehen nach unten durch die glühenden Schichten hindurch, wobei sie zur Verbrennung kommen müssen.

Die dargestellte Feuerung ist eine Doppelfeuerung mit zwei Füllschachteinrichtungen. Um den Verlust an strahlender Wärme, die von dem senkrechten

Rost ausstrahlt, zu verringern, ist der Rost durch einen Vorbau von Gußeisen-Platten geschützt. Die Thüren zum Schüren des Feuers, welche den Vorbau abschließen, sind mit Regulirvorrichtungen versehen, sodaß der Betrieb nach Wunsch

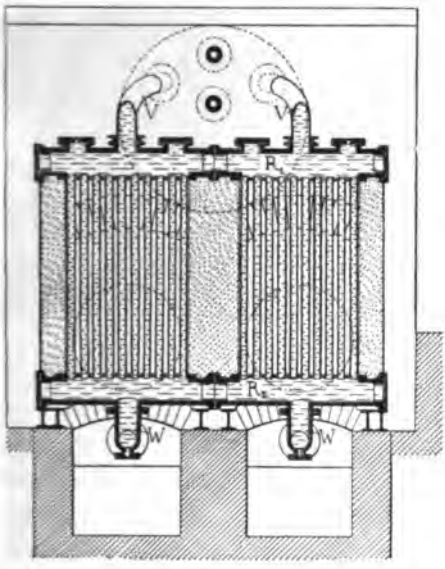


Fig. 362.

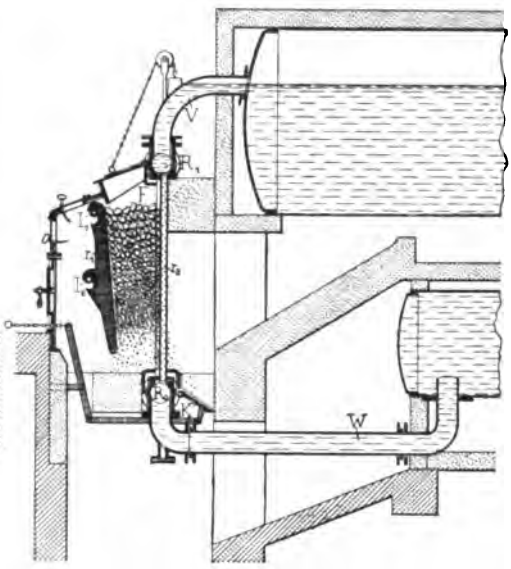


Fig. 363.

geregelt werden kann. Verbrennungsrückstände, welche durch den hinteren Wasserrost hindurchfallen, können unter Benutzung der Klappe K während des Betriebes entfernt werden.

Neben den Vorzügen, welche diese Feuerung als Füllschacht-Feuerung besitzt, sei hier als Nachtheil erwähnt, daß zur Kesselspeisung Wasser verwendet werden muß, welches frei von Kesselstein ist, weil andernfalls die Röhren R_2 Gefahr laufen, mit Kesselstein sich vollzusetzen und zu verbrennen. Auch der vordere Rost muß mittelst Wasser gekühlt werden, wenn er gegen schnelle Zerstörung gesichert werden soll. Die Rostträger I_1 und I_2 sind zu diesem Zwecke häufig röhrenförmig ausgebildet und mit feinen Löchern versehen, durch die die Roste mit Wasser berieselt werden können.

Feuerungen mit künstlichem Zuge. Geringwerthiges Brennmaterial oder solches, welches zu Staub zerfällt, läßt sich auf einem gewöhnlichen Rost nur bei sehr gutem Zuge verbrennen. Auch dann ist es gewöhnlich noch nöthig, den Brennstoff in dünner Schicht über den Rost auszubreiten, wenn der natürliche Zug einer Esse ausreichen soll, um dem Brennstoff eine hinreichende Menge von Verbrennungsluft zuzuführen. Um aber eine dünne Brennstoffschicht auf der Rostfläche dauernd in gleicher Stärke und gleichmäßig vertheilt zu erhalten, bedarf

es einer stetigen und aufmerksamen Bedienung des Heizers. Man hat deshalb Feuerungen mit künstlichem Luftzug construirt, deren Rostfläche auch mit einer starken Brennstoffschicht feineren Korns bedeckt sein kann. Bei derartigen Feuerungen wird die Verbrennungsluft unter dem Rost in den Aschenraum getrieben und durch Pressung dem Brennstoff von unten zugeführt.

Fig. 364 und 365 zeigen eine solche Feuerung von Meldrum Bros in Manchester. Zwei Dampfstrahl-Gebläse sind an der Thür des Aschenraumes befestigt und reichen bis etwa in die Mitte des Rostes in den Aschenraum hinein. Der Aschenraum selbst wird luftdicht abgeschlossen und in seiner Verschlußthür nur eine verschließbare Oeffnung zur Entfernung der Asche vorgesehen. Der Dampf wird durch ein gemeinsames Rohr beiden Gebläsen zugeführt und saugt dabei durch eine regulirbare Oeffnung mehr oder weniger Verbrennungsluft an.

Die Roststäbe sind so gestaltet, daß sie sich gegenseitig am

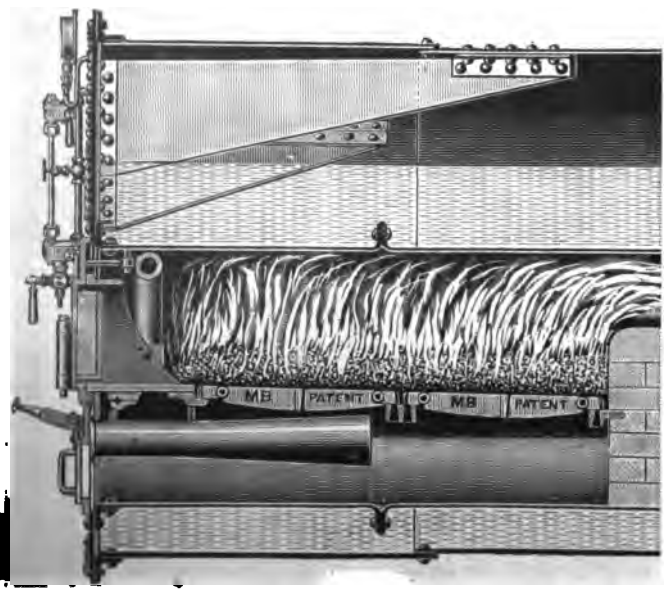


Fig. 364.

Fig. 365.

Verschieben hindern. Die Roststabköpfe haben zu diesem Zwecke auf einer Seite einen Vorsprung, der in einer Vertiefung an dem Kopfe des benachbarten Rostes sich anlegt. Die Spalten zwischen den Roststäben betragen 3 mm.

Die Meldrum-Feuerung soll für alle Arten von Kesseln angewendet werden können und sich für jede Art von Brennmaterial eignen. So wird Kohlen- und Coaksstaub auf ihr verbrannt, schieferige Kohle, nasser Kohlenschlamm, Abfälle aus anderen Feuerungen und überhaupt alles, was noch Brennstoff enthält.

Derartige Unterwind-Feuerungen haben den Vorzug, daß sie einen beliebig schwachen oder starken Betrieb gestatten, weil sie völlig unabhängig sind von dem Zug im Schornstein. Aus demselben Grunde kann man auch die Heizgase bis zu einer beliebig niedrigen Temperatur ausnützen. Diesem Vortheil steht der Nachtheil gegenüber, daß das Gebläse selbst durch seinen Dampfverbrauch die Nutzleistung der Feuerung vermindert.

Feuerungen für staubförmige Brennmaterialien. Die Verbrennung von festen Brennstoffen wird, da sie auf Rosten von bestimmter Form vor sich geht, das feste Brennmaterial aber aus Stücken sehr verschiedener Größe sich zusammensetzt und unter den verschiedensten Bedingungen bald mehr, bald weniger der Verbrennungsluft ausgesetzt ist, eine nur unvollkommene sein können. Man hat längst eingesehen, daß eine vollkommene Verbrennung nur dann erzielt werden kann, wenn ein Brennmaterial von durchaus gleichmäßiger Größe, Gestalt und Beschaffenheit stets unter denselben Bedingungen zur Verbrennung gebracht wird. Es kann dies aber nur dann erreicht werden, wenn das Brennmaterial stark zerkleinert und die Verbrennung ohne Rost durchgeführt wird. Schließlich führte die Ueberlegung dahin, das Brennmaterial zu einem ganz gleichmäßigen, feinen Staub zu verarbeiten und diesen, während er in der Luft schwebt, zu verbrennen. Neuerdings hat man diesen Gedanken wieder zum Betrieb von Dampfkessel-Feuerungen aufgenommen. Man muß dazu das Brennmaterial bis zu einer Feinheit mahlen, daß es durch ein Sieb gebracht werden kann, bei welchem wenigstens 900 Maschen auf jeden Quadratcentimeter kommen. Ein so feiner Kohlenstaub verbrennt, wenn er in einen glühenden Raum hineingeblasen wird, plötzlich und bevor er Zeit findet, auf den Boden niederzusinken. Damit waren auch die Bedingungen für die Kohlenstaub-Feuerung erfüllt.

Die Kohlenstaub-Feuerung muß sonach eine Vorrichtung haben, welche den Kohlenstaub in einem ganz gleichmäßigen, unregulirbaren Strome in den Feuerraum hineinbläst. Der Feuerraum aber muß so glühend sein, daß er den fein vertheilten Staub in dem Augenblick, wo er in den Verbrennungsraum gelangt, auf seine Entzündungstemperatur erwärmt. Ist zugleich mit der Menge des zugeführten Kohlenstaubes auch die Menge Verbrennungsluft regelbar, so kann eine vollständige Verbrennung desselben erreicht werden. Durch die Art dieser Regulirvorrichtung unterscheiden sich auch die verschiedenen Kohlenstaub-Feuerungen im Wesentlichen von einander.

Bei allen Kohlenstaub-Feuerungen muß aber vor Ingangsetzung derselben der Verbrennungsraum durch ein Holzfeuer so weit vorgewärmt werden, daß er im Stande ist, den Kohlenstaub zu entzünden. Sobald die Flammenbildung eintritt, wird der Verbrennungsraum so glühend, daß die Selbstentzündung des Kohlenstaubes ununterbrochen vor sich geht. Es ist sogar ein Fehler aller Kohlenstaub-Feuerungen, daß die Temperatur des Verbrennungsraumes während des Betriebes eine zu hohe wird. Die Flamme hat eine so bedeutende Hitze, daß nur sehr gutes, feuerfestes Material ihr Widerstand leistet. Gerade die Ueberwindung dieser Schwierigkeiten steht der weiteren Einführung der Kohlenstaub-Feuerung bisher entgegen.

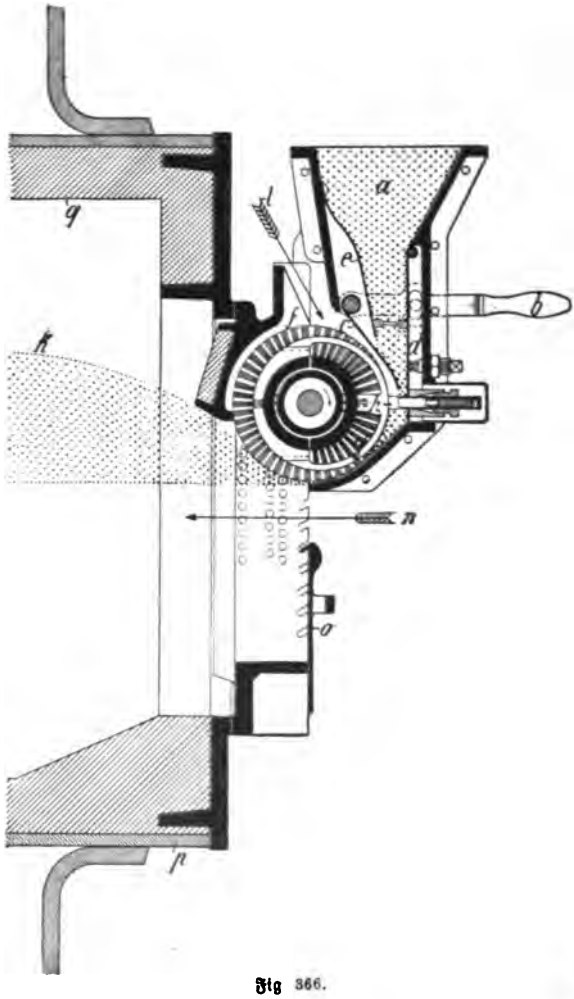


Fig 366.

Von den verschiedenen Constructionen sei hier die Kohlenstaub-Feuerung von Richard Schwartzkopff in Berlin erwähnt, welche in Fig. 366 dargestellt ist. Zur Zuführung des Kohlenstaubes, der auf einer besonderen Mühle auf die gewünschte Feinheit gemahlen werden muß, ist der Trichter a angeordnet. Derselbe ist nach unten durch ein mittelst des Hebels b stellbares, gebogenes, federndes Blech c und durch die federnde Klappe d geschlossen. Ein festes Blech e entlastet die federnde Klappe d von dem Druck des Kohlenstaubes. f ist eine Bürste, deren Borsten aus flachem Stahldraht bestehen, welche in der Mitte den Hammer g trägt, der bei jeder Umdrehung der Bürste gegen die Nase h der federnden Stahlklappe d schlägt und diese um ein Gewisses von dem gebogenen Blech c entfernt. Da dieses Letztere durch den Hebel b in seiner Lage festgehalten wird, so entsteht zwischen c und d bei jeder Bürstendrehung ein über die ganze Breite der Bürste reichender Spalt, durch welchen die Staubkohle der Bürste zufällt. Erstere wird dann von den Stahldrahtborsten erfaßt und in

die Verbrennungskammer k geschleudert. Sobald der Hammer g die Nase h passirt hat, schlägt die Klappe d in Folge ihrer Spannung wieder gegen das Blech c. Hierdurch wird der Trichterinhalt erschüttert und durch diese Erschütterung ein regelmäßiges Nachrutschen des Kohlenstaubes im Trichter a gewährleistet.

Wenn die Feuerung, wie hier, für einen Flammrohrkessel benutzt werden soll, so wird das Flammrohr p in seinem vorderen Theile q auf $^1/_2$—3 m Länge mit feuerfestem Material ausgekleidet und der auf diese Weise gebildete Verbrennungsraum k durch eine Feuerbrücke abgeschlossen.

Die nothwendige Luftmenge wird der Feuerung auf den durch die Pfeile l und n bezeichneten Wegen zugeführt. Eine Regulirung dieser Luftmenge kann an jeder der beiden Stellen vorgenommen werden. Es genügt indessen für gewöhnlich, die bei n zugeführte Luftmenge durch den Schieber o zu regeln. Die Kohlenstaubmenge wird während des Betriebes regulirt. Je weiter das Blech c zurückgedrängt wird, desto breiter wird der zwischen c und d beim jedesmaligen Anschlag des Hammers entstehende Spalt.

Da man sich während des Betriebes auf die Regulirung durch den Schieber o und die Stellung des Bleches c beschränken kann, und die einzige sonst noch erforderliche Arbeit für den Heizer darin besteht, durchschnittlich nach zehnstündigem Betrieb die auf dem unteren Theil der Verbrennungskammer abgesonderte Schlacke durch die Luftöffnung bei n mittelst einer Krücke zu entfernen, so ist es möglich, daß ein Mann im Stande ist, eine ganze Kesselbatterie bis zu zwölf Kesseln und mehr zu bedienen.

Zum Antrieb der Feuerung ist mechanische Kraft erforderlich, und zwar für jeden Apparat ungefähr $^1/_{10}$ Pferdestärke.

Wie bei jeder Feuerung mit selbstthätiger Zuführung des Brennstoffes, ist auch bei der genannten Kohlenstaub-Feuerung eine Kraft zum Antrieb des Mechanismus nicht entbehrlich; diese ist in dem einen wie in dem anderen Falle ein Mangel. Dr. H. Warlich giebt als Vorzüge der Kohlenstaub-Feuerung von Richard Schwartzkopff an*):

daß das Brennmaterial so vollständig ausgenutzt wird, wie bei keiner Rostfeuerung, sodaß trotz der Unkosten für Vermahlung der Kohle nicht unerhebliche Ersparnisse gegenüber der gewöhnlichen Feuerung erzielt werden,

daß der Kessel durch den gleichmäßigen Betrieb und auch dadurch geschont wird, daß auch das Oeffnen der Feuerthüren beim Beschicken des Rostes und beim Abschlacken desselben fortfällt,

daß die Bedienung eine leichte sei, weil der Heizer nur etwa aller zehn Stunden die Schlacken zu entfernen hat und auch die Regelung der zugeführten Brennstoff- und Luftmenge eine sehr einfache ist,

daß jedes Brennmaterial, welches sich überhaupt nur zu Pulver zermahlen läßt, zur Anwendung kommen kann.

Was die Vermahlung des Kohlenstaubes anbetrifft, so geben Gebr. Propfe in Hildesheim, welche Kohlenstaubmühlen herstellen, an, daß, um die Kohle bis

*) Dr. H. Warlich, „Die Kohlenstaub-Feuerung, ihre Entwickelung und ihr gegenwärtiger Stand".

zu einer Feinheit zu mahlen, bei der auf dem Sieb von 900 Maschen im Quadratcentimeter kein Rückstand mehr bleibt, die nachstehende Arbeitsleistung nothwendig sei:

1 Pferdekraftstunde für etwa 50 kg ungleichmäßige und schieferige, feuchte Steinkohle,
1 „ „ „ 50 „ normale, lufttrockene Steinkohle,
1 „ „ „ 150 „ erdige, trockene Braunkohle.

Die Vermahlungskosten betragen demnach für 100 kg Kohlenstaub 12 bis 15 Pfennige.

Braunkohlen müssen vor der Vermahlung getrocknet werden, weil sie durchschnittlich mit 45% Wassergehalt aus der Grube kommen. Auch bei feinkörniger Steinkohle muß eine vorherige Trocknung erfolgen, wenn sie dem Regen und Schnee ausgesetzt war.

Von den übrigen Kohlenstaub-Feuerungen sei hier nur erwähnt, daß bei der Kohlenstaub-Feuerung von C. G. Wegener die Verbrennungsluft durch ein Rohr, welches vor der Feuerthür angebracht ist, eingesaugt wird, und daß der erzeugte Luftstrom ein Flügelrad in Bewegung setzt, welches den Aufgabemechanismus für den Kohlenstaub antreibt. Das Flügelrad ist am Ende des Rohres eingesetzt und seine Achse liegt in der Achse desselben. Sie ist auch zugleich die Antriebsachse für den Kohlenstaubaufgeber, der auf das Rohr sich aufbaut. Diese Vorrichtung hat den Vorzug, daß sie von jeder besonderen Kraftquelle unabhängig ist. Anderseits hängt ihre Thätigkeit ausschließlich von den Zugverhältnissen ab.

Die Kohlenstaub-Feuerung von Friedeberg sei noch hervorgehoben, weil ihr Kohlenstaubaufgeber keine beweglichen Theile hat. Das Gebläse, welches die Verbrennungsluft zuführt, ist der einzige Apparat, der einen mechanischen Antrieb erfordert. Der eingepreßte Luftstrom wird dazu benutzt, den Kohlenstaub in die Feuerräume mit hineinzureißen.

Die übrigen Constructionen unterscheiden sich nur in den äußeren Einrichtungen von den besprochenen.

Feuerungen für flüssige Brennstoffe, Petroleum oder Rohnaphtha, auch Masut genannt, und ähnliche theerartige Stoffe, können wie Kohlenstaub in fein vertheiltem Zustande in einer Feuerung für Dampfkessel verbrannt werden. Dort, wo dieses Brennmaterial billig genug ist, also beispielsweise in Rußland, sind auch seit einigen Jahren Feuerungsanlagen für diese flüssigen Brennstoffe in Gebrauch, namentlich in der Nähe der Petroleumquellen von Baku im Kaukasus. Mit der Entfernung vom Kaukasus vertheuert sich der Brennstoff durch den Transport so sehr, daß es beispielsweise in St. Petersburg kaum noch lohnend ist, stationäre Dampfkessel mit Petroleum-Feuerungen zu versehen. Dagegen sind sie schon allgemeiner für Schiffskessel in Anwendung, weil sie die außerordentlich schwere Arbeit erübrigen, welche die Heizer bei Feuerungen mit festem Brennmaterial haben. Auch bei den Feuerungsanlagen für flüssige Brennstoffe ist es

nothwendig, den Verbrennungsraum dauernd so glühend zu erhalten, daß er den zerstäubten Brennstoff wenigstens bis zu seiner Verbrennungstemperatur erwärmt, sobald er in den Verbrennungsraum gelangt.

Fig. 367 zeigt eine Feuerungsanlage für solche Brennstoffe bei einem Schiffskessel. Sie ist mit einem sogenannten Centrifugalzerstäuber Z von Gebr. Körting

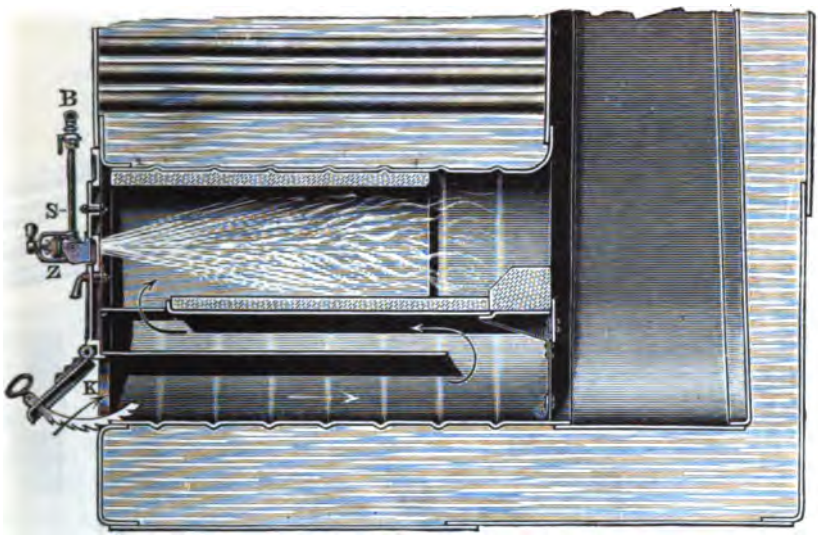


Fig. 367.

in Körtingsdorf bei Hannover ausgerüstet. Das Petroleum wird durch die Rohrleitung B unter Druck zugeführt und in fein vertheiltem Zustande in das mit feuerfestem Material ausgekleidete Flammrohr des Kessels eingespritzt. Es entzündet sich im Augenblicke der Einspritzung, wenn die Luftklappe K geöffnet und Luft in der Pfeilrichtung zugeführt wird. Das Gehäuse des Centrifugalzerstäubers wird an der Stirnseite der Feuerung angebracht. Die zugeführte Petroleum- und Luftmengen sind nach Bedarf zu regeln. Mittelst einer kleinen Dampfpumpe wird der Brennstoff aus seinem Aufbewahrungsbehälter entnommen, und nachdem er einen Vorwärmer passirt hat, in welchem er durch Erwärmung leichtflüssiger gemacht wird, wird er unter Druck durch den Centrifugalzerstäuber gepreßt und fein zertheilt in den Verbrennungsraum gedrückt. Die Förderung des flüssigen Brennstoffes erfolgt also ohne Aufbietung von Menschenkraft. Die Regulirung der zugeführten Brennstoffmenge geschieht durch langsameren oder schnelleren Gang der Pumpe. Als Vorwärmer für den Brennstoff wird ein Röhrenvorwärmer benutzt, der in die Saug- oder Druckleitung der Dampfpumpe geschaltet wird. Der Abdampf der Pumpe wird zur Erwärmung benutzt.

Die Fabrik giebt an, daß mit 1 kg Brennstoff 14—15 kg Wasser verdampft werden können. Wenn anstatt des Centrifugalzerstäubers die Zerstäubung durch einen Dampfstrahl erfolgt, so findet ein Brennstoffverlust dadurch statt, daß der

eingespritzte Wasserdampf während der Verbrennung mit erhitzt werden muß. Es sind deshalb mittelst Dampfstrahlzerstäubers mit 1 kg Brennstoff nur etwa 12 kg Wasser zu verdampfen.

Einen stationären Wasserröhrenkessel mit Naphthafeuerung stellt Fig. 368 dar. Der fein zerstäubte Naphthastrom kann nicht unmittelbar unter

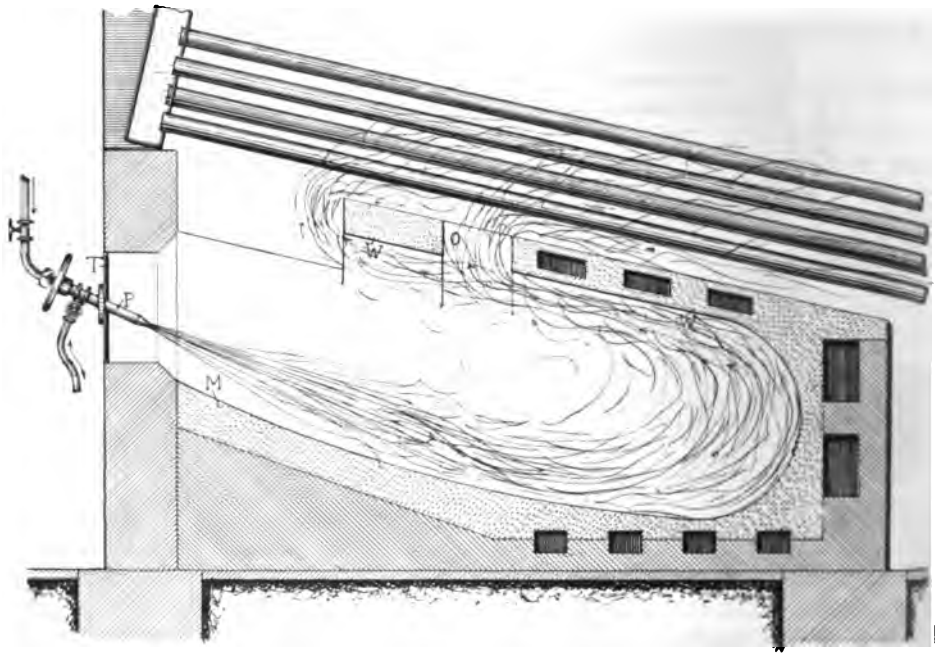


Fig. 368.

den Wasserröhren zur Verbrennung kommen. Es ist nothwendig, daß er zuerst mit glühendem Mauerwerk in Berührung kommt, durch welches er auf seine Verbrennungstemperatur vorgewärmt wird. Die entwickelte Flamme ist aber so heiß, daß auch die Rohre vor dem direkten Einfluß derselben geschützt werden müssen. Es ist deshalb bei der dargestellten Kesselanlage unterhalb des Rohrbündels ein Gewölbe W gezogen, welches eine oder mehrere Durchbrechungen O hat. Der Zerstäuber P für das Naphtha ist an der Thür T so angebracht, daß der Naphthastrom über die muldenförmige Untermauer M hinwegstreicht und die Flamme in der gezeichneten Richtung unter dem Gewölbe zurückschlägt und durch die Oeffnung O desselben in die Feuerzüge gelangt. Wenn die Verbrennung eine vollkommene sein soll, so kommt es auf die Art der Ausmauerung sehr an. Die überschüssige Hitze des Mauerwerkes wird mitunter dazu benutzt, die Verbrennungsluft vorzuwärmen. In diesem Falle wird das Mauerwerk, wie in der Figur dargestellt ist, von Querkanälen durchsetzt.

Je nach der Kesselart wird die Ausmauerung des Verbrennungsraumes eine verschiedene sein müssen. Immer aber ist darauf zu achten, daß der Naphthastrom auf heißes Mauerwerk treffen muß.

Die Zerstäuber für das Naphtha sind in verschiedener Weise construirt. So sind Zerstäuber im Gebrauch, welche, entsprechend Fig. 369, aus einer Doppeldüse bestehen. Die beiden Düsen sind über einander angeordnet, und zwar so, daß

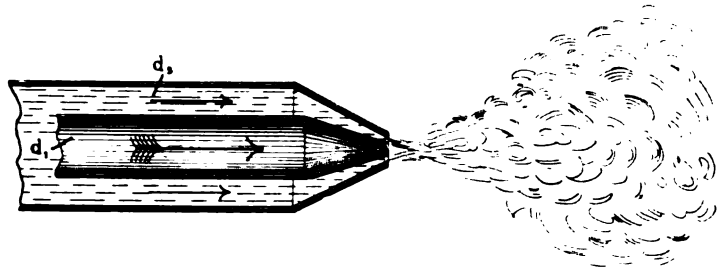


Fig. 369.

die innere Düse d_1 für die Dampfzuleitung dient, die äußere d_2 für die Naphthazuleitung. Der aus der inneren Düse ausströmende Dampfstrahl reißt das Naphtha, welches in der Düse d_2 aufsteigt, mit und zerstäubt es.

Auch die anderen bekannten Flüssigkeitszerstäuber sind für die Naphthazerstäubung zur Anwendung gekommen, so der in Fig. 370 dargestellte, bei

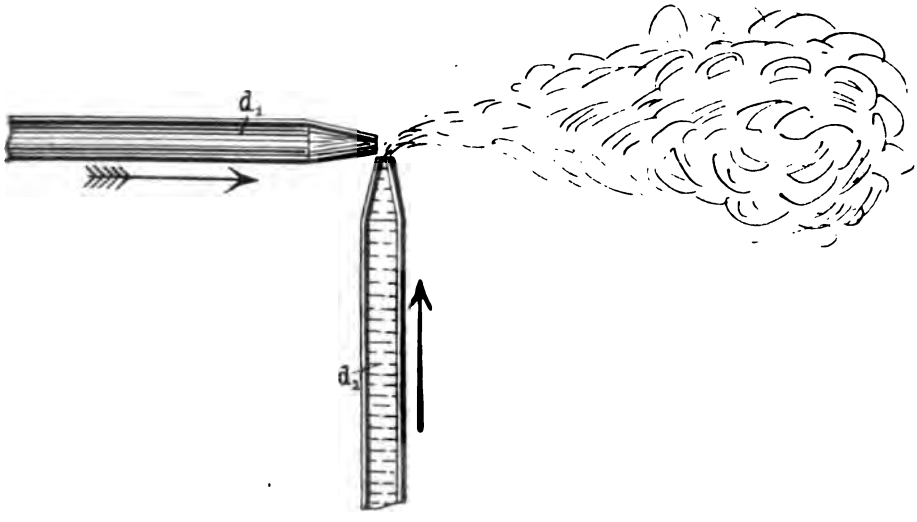


Fig. 370.

welchem der Dampf durch das Düsenrohr d_1 geführt wird, das flüssige Naphtha in dem Düsenrohr d_2 aufsteigt.

Wegen des Dampfverlustes, welcher bei allen Dampfzerstäubern eintreten muß, zieht man es vor, das flüssige Naphtha unter Druck durch geeignete Zerstäuber hindurch zu treiben, ohne daß man sich des Dampfstrahles zur Zerstäubung bedient. Man benutzt dazu einen einfachen Windkessel K, wie er in Fig. 371 dargestellt ist, als Naphthabehälter. Das Naphtha wird durch das Zuleitungsrohr L in den Kessel eingepumpt, sodaß die Luft mit dem aufsteigenden Naphtha in dem oberen Theile desselben sich zusammendrückt. Unter diesem Druck wird das Naphtha aus der Rohrleitung P in den Zerstäuber hineingetrieben. Ein Glasrohr G an der Seite des Behälters läßt den jeweiligen Flüssigkeitsstand erkennen.

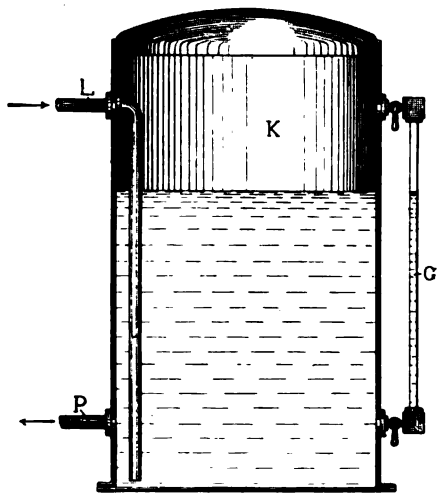


Fig. 371.

Bei allen Zerstäubern kommt es darauf an, daß sie sehr leicht aus einander genommen und gereinigt werden können. Da sie sich sehr leicht versetzen, muß diese Arbeit auch während des Betriebes vorgenommen werden können und darf nur wenige Minuten in Anspruch nehmen.

Fig. 372.

Von den Zerstäubern, welche dieser Bedingung entsprechen, seien nachstehend einige aufgeführt. Die Streudüse von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover ist in Fig. 372 dargestellt. Sie besteht aus einer einfachen Düse, in welcher eine Spindel mit einigen tief eingeschnittenen Gewindegängen eingesetzt ist, sodaß die hindurchgedrückte Flüssigkeit gezwungen wird, einen schraubenförmigen Weg zu durchlaufen, bevor sie austritt. Die Schraubenspindel kann ohne Weiteres herausgenommen werden, sobald das Düsenmundstück abgeschraubt wird. Da die Theile dieser Streudüse leicht zugänglich sind, so ist auch ihre Reinigung eine einfache.

Der Zerstäuber von Kaufmann ist durch Fig. 373 und 374 wiedergegeben. Das Mundstück besteht — wie Fig. 374 im größeren Maaßstabe zeigt — aus zwei tellerförmigen Scheiben t_1 und t_2, deren Ränder sich berühren. An der Stelle, wo das Naphtha austreten soll, also beispielsweise bei x, wird in den Rand der Scheiben ein kleiner Einschnitt mit einer

feinen Feile gemacht. Auch dieser Zerstäuber ist leicht zu reinigen, da man nur die beiden tellerförmigen Scheiben t_1 und t_2 herauszunehmen und auszuwischen hat.

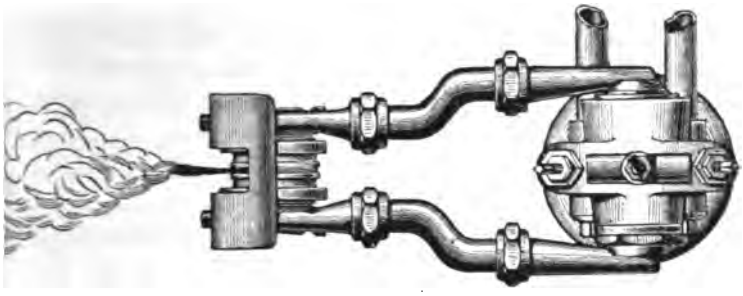


Fig. 373.

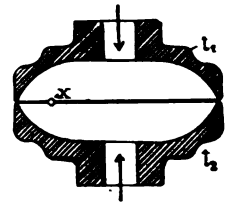


Fig. 374.

Größtentheils wird die Einrichtung so getroffen, daß die Zerstäuber in der Feuerthür befestigt sind und mit dieser bequem aus dem Feuerraume entfernt werden können.

Die Vorzüge der Naphthaheizung faßt Ingenieur Brückmann*), der im Besonderen die Lokomotivkesselheizung bespricht, kurz dahin zusammen:

1. der Kessel läßt sich rasch anheizen,
2. es wird rasch Dampf gemacht,
3. der Kesseldruck läßt sich ohne besondere Mittel leicht und rasch ändern,
4. die Verbrennung ist vollkommen rauchlos, also
5. bleiben Siederohre und Rauchkammer der Kessel rußfrei,
6. der Kessel, namentlich die Rohrwand, werden geschont,
7. größere Strecken werden mit derselben Gesammtbelastung des Tenders durch die Vorräthe durchfahren.

Für die Heizkraft und Verdampfungsfähigkeit werden von Brückmann die nachstehenden Werthe gegeben:

Brennmaterial	Heizwerth in Wärmeeinheiten	Beobachtete Verdampfungsziffer
Gute englische Steinkohle	7 780	8
Naphtha-Rückstände	10 950	12
Reines Naphtha	11 600	14

Die Verdampfungsziffer des Naphtha übersteigt sonach diejenigen der besten englischen Steinkohle um 50%. Trotzdem kann die Naphthaheizung nur dort benutzt werden, wo der Preis desselben nicht zu hoch wird. Welchen Einfluß dabei die Entfernung vom Gewinnungsort hat, mögen die Preisangaben der Naphtha-Rückstände, wie sie Brückmann macht, erkennen lassen:

*) Ingenieur Brückmann, „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure".

Es kostet eine Tonne Naphtha-Rückstände
Mark 5,40 in Baku,
„ 13,— „ Nischni-Nowgorod,
„ 33,50 „ St. Petersburg.

Da gute englische Steinkohle in St. Petersburg nur etwa halb so viel kostet, so ist die Naphthaheizung für St. Petersburg schon zu theuer. Lohnend ist sie etwa noch in Moskau, also etwa in gleicher Entfernung vom Gewinnungsort Baku, wie Nischni-Nowgorod.

Feuerungen für gasförmige Brennstoffe. Wegen der Erzeugung des Gases sind solche Feuerungsanlagen stets an den Platz gebunden, wo der Gasentwickler aufgestellt ist oder das Gas dem Erdboden entströmt. Abgesehen von letzterem Falle, werden die Gase von Hochöfen für Dampfkessel-Feuerungen benutzt, oder es werden direkte Vergaser gebaut, welche festen oder flüssigen Brennstoff in einen gasförmigen umwandeln.

Weisbach*) hält es für einen großen Vorzug aller Gasfeuerungen im Gegensatz zu den Rostfeuerungen, daß bei ersteren fast nur die theoretisch erforderliche Luftmenge den Gasen zugeführt und mit ihnen innig vermischt werden muß, während die Rostfeuerungen für festen Brennstoff $1\,^1/_2$—2 Mal so viel Luft gebrauchen. Es sind aber bei den Gasfeuerungen höhere Temperaturen zu erzielen, als bei den Rostfeuerungen, weil die durch die Verbrennung erzeugte Wärme bei ihnen auf eine geringere Menge Verbrennungsprodukte sich vertheilt. Aus demselben Grunde ist auch bei der Gasverbrennung die Wärmemenge gering, welche durch die aus der Esse entweichenden Rauchgase der Verbrennung entzogen werden.

Da es sich bei der Anwendung von Gasfeuerungen nur um geeignete Gasbrenner handelt, welche das Gas mit Luft in bestimmten Verhältnissen gemischt zur Verbrennung bringen, so können wir hier von einer näheren Besprechung absehen.

Der Schornstein oder die Esse

dient dazu, die zur Verbrennung nothwendige Luftmenge dem Brennmaterial zuzuführen und die durch die Verbrennung entwickelten Gase abzuführen. Die Wirkung eines Schornsteins kommt, wie wir bereits wissen, aus dem Temperaturunterschiede der Heizgase an der unteren Eintrittsstelle in den Schornstein und der atmosphärischen Luft an der oberen Mündung des Schornsteins zu Stande. Je höher also die Temperatur der Heizgase unten und je niedriger die Temperatur der Luft oben am Schornstein ist, desto stärker ist der Auftrieb der Heizgase in dem Schornstein, das heißt: die Zugwirkung desselben. Die Zugwirkung kann sonach erhöht werden, wenn man die Heizgase heiß in den Schornstein eintreten oder wenn man den Schornstein in höher gelegenen Luftschichten ausmünden läßt.

*) Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II“.

welche stets kälter sind als die tieferen Luftschichten. Da aber der Wärmeverlust einer Heizanlage ein um so größerer ist, je heißer die Heizgase beim Eintritt in den Schornstein sind, so kann die Zugwirkung des Schornsteins mit Vortheil nur dadurch gesteigert werden, daß der Schornstein bis in kältere Luftschichten geführt, daß er also höher gebaut wird.

Den Zugwirkungen des Schornsteins stellen sich hindernd die Widerstände entgegen, welche die Verbrennungsluft innerhalb des Brennstoffes und den die Verbrennungsprodukte innerhalb der Feuerzüge finden. Der erstere der Widerstände wird mit der Dichtigkeit der Brennstoffschicht auf dem Rost, also mit der Dicke derselben und der Feinheit des Brennmaterials wachsen; der letztere bleibt für eine bestimmte Feuerungsanlage unverändert, vorausgesetzt, daß die Züge stets rein gehalten werden. Kann man daher mit einem bestimmten Brennmaterial rechnen und für eine gleichmäßige Beschickung und Behandlung des Rostes sorgen, so kann man auch die Höhe des Schornsteins nach der Stärke der Zugwirkung bestimmen, die er unter den gegebenen Verhältnissen haben muß. Diese Höhe braucht nicht geändert zu werden, ob an dem Schornstein sich eine oder mehrere Feuerungen anschließen, vorausgesetzt, daß jede dieser Feuerungen eine größere Zugwirkung nicht beansprucht, als die anderen. Mit der Anzahl der Feuerungen, welche einem Schornstein angeschlossen werden, nimmt aber auch die Menge der Verbrennungsprodukte zu, welche er fördern muß. Es muß deshalb die Durchgangsöffnung eines Schornsteins eine um so größere sein, je mehr Feuerungen in ihm münden.

In der Regel giebt man dem Schornsteine keine geringere Höhe als 30 m unter der Voraussetzung, daß geringwerthige Brennstoffe zur Verbrennung kommen.*)

---

*) „Dampf" von Babcock & Wilcox Co. in New York und Berlin.

Der effektive Querschnitt eines Schornsteins für eine gegebene Leistung variirt im umgekehrten Verhältniß zur Quadratwurzel der Höhe. Der wirkliche Querschnitt sollte wegen der Hemmung der Geschwindigkeit durch die Reibung gegen die Umfassungsmauern in der Praxis größer sein. Angenommen, daß diese Hemmung gleich einer Luftschicht von 5 cm über der ganzen inneren Fläche ist und daß eine Pferdekraft durchschnittlich die Verbrennung von 2,27 kg Kohle pro Stunde erfordert, erhalten wir folgende Formeln:

$$E = \frac{0{,}0146\,H}{\sqrt{h}} = A - 0{,}175\,\sqrt{A},$$

$$H = \frac{E\sqrt{h}}{0{,}0146},$$

$$S = \sqrt{E} + 0{,}100,$$

$$D = 1{,}13\,\sqrt{E} + 0{,}100,$$

$$h = \left(\frac{0{,}0146\,H}{E}\right)^2,$$

worin E = effektiver Querschnitt in Quadratmetern,
h = Höhe des Schornsteins in Metern,
H = Heizfläche des Kessels in Quadratmetern,
S = Seite des quadratischen Schornsteins,
D = Durchmesser des runden Schornsteins in Metern bedeutet.

Folgende Tabelle ist mittelst dieser Formeln berechnet:

Der runde Schornstein ist dem viereckigen vorzuziehen, weil der Kreis von allen Figuren, die einen bestimmten Umfang nicht überschreiten dürfen, die größte Fläche einschließt. Im Allgemeinen soll der Schornstein wenigstens eine Höhe haben, die die benachbarten Häuser und Anhöhen um einige Meter überragt. Da aber die Unkosten des Schornsteins mit seiner Höhe stark zunehmen, so wird man, wenn zwingende Gründe nicht vorliegen, die Schornsteinhöhe so gering nehmen, als möglich. Mit Rücksicht auf seine Festigkeit läßt man den Schornstein nach oben hin sich verengen; für die Berechnung ist also der oberste engste Querschnitt bestimmend.*)

Schornstein-Abmessungen und dazu passende Kesselheizfläche in Quadratmetern.

Schornstein-Durchmesser in Metern	Höhe des Schornsteins in Metern											Effektiver Querschnitt in Quadratmetern	Wirklicher Querschnitt in Quadratmetern	Seite des Quadrats vom gleichen Querschnitt in Metern, ca.
	15	17,5	20	25	30	35	40	45	50	55	60			
	Quadratmeter Kesselheizfläche													
0,45	24	26	27									0,09	0,16	0,40
0,50	32	35	37									0,12	0,19	0,43
0,55	43	46	49	55								0,16	0,23	0,48
0,60	50	55	58	64								0,19	0,28	0,53
0,65	61	66	71	77	86							0,23	0,33	0,57
0,70		80	86	96	105							0,28	0,38	0,61
0,75		95	102	114	124	134						0,33	0,44	0,66
0,80			116	130	142	154						0,38	0,50	0,70
0,85			132	150	165	178	190					0,44	0,56	0,75
0,90				170	187	202	215	240				0,50	0,63	0,80
1,00				193	210	228	240	258	273			0,56	0,78	0,88
1,10				267	292	317	340	360	380	397		0,78	0,95	0,97
1,20					355	385	410	435	460	483	505	0,95	1,13	1,06
1,30					420	455	487	517	550	570	600	1,13	1,32	1,14
1,40						530	570	605	640	670	700	1,32	1,54	1,24
1,50						625	670	710	750	785	820	1,54	1,76	1,32
2,00						1150	1230	1300	1380	1420	1500	2,83	3,14	1,77
2,50						1830	1980	2080	2200	2300	2400	4,52	4,90	2,21

*) Bezeichnen wir nach Prof. Hart in Karlsruhe

H = Schornsteinhöhe,

d = obere lichte Weite des Schornsteins,

dann ist:

für Backstein-Schornsteine die untere lichte Weite des Schornsteins $d_1 = d + \frac{1}{45} H$,

„ „ „ obere Wanddicke „ „ $e = 0{,}18 + \frac{1}{100} H$,

„ „ „ untere „ „ „ $e_1 = e + \frac{1}{70} H$,

„ eiserne Schornsteine „ untere Weite „ „ $d_1 = d + \frac{1}{100} H$,

„ „ „ „ obere Blechstärke „ „ e = 3—5 mm je nach der Schornsteinhöhe.

Zunahme der Blechstärke nach unten: 1 mm auf 6 m.

Der Querschnitt des Schornsteins wird meistens gleich $^1/_4$ der Rostfläche*) oder gleich dem Querschnitt der Züge gemacht, also wenn mehrere Dampfkessel-Feuerungen in einen Schornstein einmünden, gleich der Summe der Querschnitte ihrer Züge. Die Züge sind so anzulegen, daß scharfe Krümmungen nicht auftreten, besonders ist der Einmündung des Rauchkanals in den Schornstein eine ansteigende Richtung zu geben, sodaß die Heizgase allmählich von der Wagerechten in die Senkrechte übergeführt werden. Münden mehrere Rauchkanäle in einen Schornstein, so soll man durch eingesetzte Zwischenwände verhindern, daß die Heizgase der einzelnen Kanäle in wagerechter Richtung auf einander stoßen und die einzelnen Ströme durch die Zwischenwände in die senkrechte Richtung überführen.

Auf dem Fundament des Schornsteins setzt sich der Schornsteinschaft gewöhnlich nicht direkt auf. Meistens giebt man dem Schornstein zunächst einen Sockel von viereckiger oder mehreckiger Form. Zum Reinigen des Schornsteins und zum Entfernen der Flugasche wird in dem Sockel eine Oeffnung vorgesehen, welche während des Betriebes verschlossen wird.

Der äußere Durchmesser eines gemauerten Schornsteins soll, nach Babcock & Wilcox**), wenn er frei steht, am Fuße = 0,1 der Höhe betragen. Die äußere Schräge wird auf jeder Seite zwischen 5 und 20 mm für den laufenden Meter gewählt. An seiner oberen Mündung macht man den Schornstein:

wenn sein Durchmesser kleiner als 1 m ist . . $^1/_2$ Stein stark = etwa 125 mm,
„ „ „ 1 bis 1,5 „ „ . . 1 „ „ = „ 250 „ ,
„ „ „ größer als 1,5 „ „ . . $1^1/_2$ „ „ = „ 380 „ .

Nach unten hin wird das Mauerwerk für jede weitere Länge von 7 bis 8 m um einen halben Stein stärker angenommen.

Künstlicher Zug. Die Zugwirkung eines Schornsteins kann künstlich gesteigert werden, wenn aus irgend einem Grunde eine Erhöhung des Schornsteins nicht mehr zulässig ist, die Höhe und Weite des vorhandenen Schornsteins aber sich als unzureichend erweist. Sollen zur künstlichen Steigerung der Saugwirkung des Schornsteins Apparate verwendet werden, welche einen mechanischen Antrieb erfordern, so ist darauf zu achten, daß sie den Querschnitt des Schornsteins oder Fuchses, in den sie eingebaut werden, nicht verengen, und daß sie an ihrem Aufstellungsort einer Temperatur von 200—300° ausgesetzt sind. Aus diesem Grunde werden mechanische Saugvorrichtungen kaum mit Erfolg angewendet werden. Man kann aber, wie wir dies bei den Lokomotivkesseln noch kennen lernen werden, ein Blasrohr in den Schornstein legen und durch die Geschwindigkeit des ausströmenden Dampfes aus diesem Rohre die Zuggeschwindigkeit vermehren. Auf diesem Grundsatze ist der

*) Scholl's „Führer des Maschinisten".

„Nach Grove nehme man bei 16 m Höhe die lichte Weite $^1/_4$, bei 25 m Höhe $^1/_5$, bei 36 m Höhe $^1/_6$ der Rostfläche für Steinkohlen, für Braunkohlen genügt $^2/_3$ bis $^3/_4$ davon."

**) Nach Angaben von Babcock & Wilcox in New York aus dem Werke „Dampf".

Schornstein-Ventilator von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover gebaut, welchen Fig. 375 zeigt. Er besteht aus einer Dampfdüse und einer Reihe weiterer Düsen, welche die Dampfdüse umgeben. Der Dampfdüse

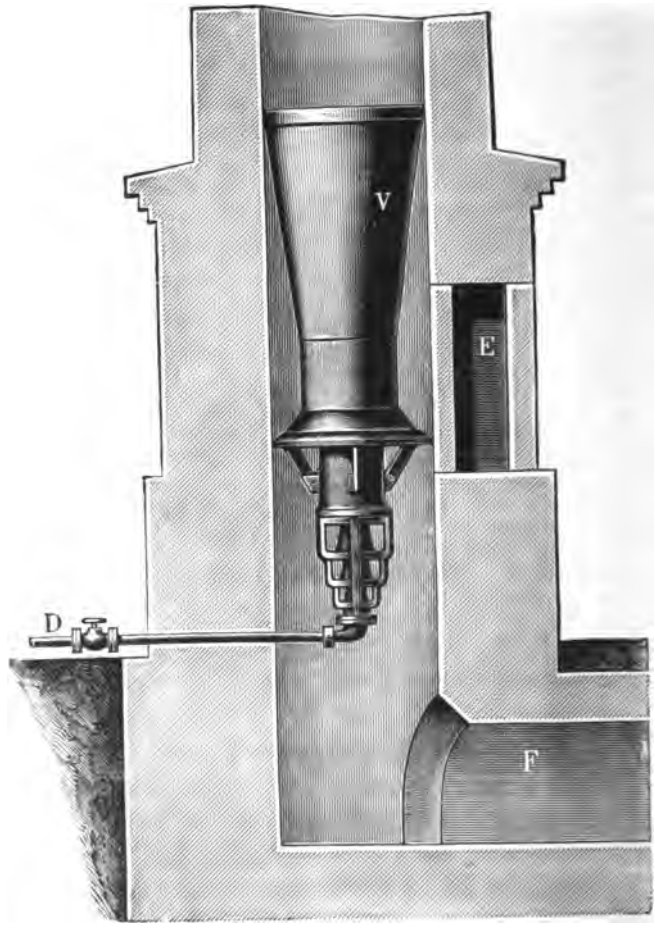


Fig. 375.

wird durch das Rohr D Dampf zugeführt und durch den ausströmenden Dampf wird die Zugwirkung innerhalb der sie umgebenden Düsen erhöht, sodaß die Verbrennungsgase durch diese abgesaugt werden. Die äußerste Düse V ist nach oben trichterförmig erweitert und dem Schornstein-Querschnitt angepaßt. Je nach der Zugwirkung, welche erforderlich ist, muß mehr oder weniger Dampf durch die Dampfdüse hindurchgeblasen werden.

Alle derartigen Vorrichtungen erfordern selbstverständlich einen direkten oder indirekten Verlust an Betriebsdampf; sie erhöhen also die Betriebskosten, d. h. die Ausgaben, welche sich immer wiederholen. Vortheilhafter wird es stets sein, durch eine Aenderung des Schornsteins seine Zugwirkung zu erhöhen und dadurch, wenn auch mit Erhöhung der Anlagekosten, die Betriebskosten zu verringern.

Die Rauchverbrennung.

Man hat schon seit langen Zeiten erkannt, daß der Rauch, welcher einem Schornstein entströmt, nicht nur zur Belästigung der Umwohner beiträgt, daß auch ein nicht unerheblicher Theil des Brennstoffes durch den Rauch unbenutzt verloren geht. Beide Uebelstände wurden aber mit wachsender Industrie und der dadurch bedingten Zunahme der Feuerungsanlagen um so empfindlicher. Die Bemühungen, dagegen gesetzlich einzuschreiten, schlugen deshalb bisher fehl, weil eine hinreichend sichere Grundlage über die Ursachen der Rauchbelästigungen fehlte. Der „Verein deutscher Ingenieure" hatte deshalb im Jahre 1890 für eine „Untersuchung und Abhandlung über die bei Dampfkesseln benutzten Feuerungseinrichtungen zur Erzielung einer möglichst rauchfreien Verbrennung" einen Preis ausgesetzt. Erst nach einer wiederholten Preisausschreibung im Jahre 1892 konnten einige Preise vertheilt werden, wenn auch nicht der Hauptpreis. Die Unterlagen, welche die preisgekrönten Arbeiten lieferten, wurden vom „Verein deutscher Ingenieure" Herrn Ingenieur F. Haier zur weiteren Bearbeitung übergeben, und es soll der nachfolgenden Besprechung diese Arbeit zu Grunde gelegt werden.*)

Zur Vermeidung von Mißverständnissen in der Rauchbelästigungsfrage hat der Vorstand des Vereins deutscher Ingenieure seine Ansicht in den nachstehenden Sätzen ausgesprochen:

1. „Unter bestimmten Voraussetzungen kann jede brauchbare Dampfkesselfeuerung rauchschwach, d. h. so betrieben werden, daß die aus dem Schornstein entweichenden Verbrennungsprodukte die Nachbarschaft nicht erheblich belästigen."

2. „Die hauptsächlichsten Ursachen der Rauchbelästigung sind:

a. ungeeignete Feuerung für ein gegebenes Brennmaterial oder ungeeigneter Brennstoff für die gegebene Feuerung,

b. übermäßige oder nicht ausreichend gleichmäßige Beanspruchung der Feuerung,

c. ungenügender Zug,

d. schlechte Bedienung,

e. Entlassung der Verbrennungsprodukte aus dem Schornstein in zu geringer Höhe."

3. „Die unter Ziffer 1 erwähnten Voraussetzungen sind demgemäß:

a. Die Feuerung muß der Art des zur Verwendung gelangenden Brennstoffes und den Betriebsverhältnissen entsprechen, oder es muß ein Brennmaterial gewählt werden, welches unter den gegebenen Verhältnissen nicht erheblich belästigende Verbrennungsprodukte liefert, wie z. B. Coaks, Anthracit,

b. die verheizte Brennstoffmenge darf zu keiner Zeit einen gewissen Betrag überschreiten, auch nicht zu stark schwanken,

*) F. Haier, „Dampfkessel-Feuerung zur Erzielung einer möglichst rauchfreien Verbrennung" — im Auftrage deutscher Ingenieure bearbeitet.

c. der Zug muß ausreichend sein,

d. der Heizer hat die Feuerung aufmerksam und geschickt zu bedienen,

e. die Schornsteineinmündung muß genügend hoch liegen."

4. „Die Feststellung der Rauchbelästigung und zutreffendenfalls ihrer Ursachen, sowie die Angabe der Mittel zur Abhilfe hat von Fall zu Fall durch Sachverständige zu erfolgen, als welche in erster Linie die mit der Ueberwachung der Dampfkessel betrauten Ingenieure, erforderlichenfalls unter Heranziehung von Lehrheizern berufen erscheinen."

5. „Behördliche Vorschriften zur Verhütung der Rauchbelästigung können nur unter unmittelbarer Mitwirkung von Sachverständigen, wie solche unter Ziffer 4 bezeichnet sind, zum Ziele führen."

„Die Vorschrift der Einrichtung von „rauchverzehrenden Feuerungen" erreicht auch bei strenger Durchführung häufig den angestrebten Zweck nicht, da den unter Ziffer 3 aufgeführten Voraussetzungen, namentlich denjenigen unter Ziffer 3, b und 3, d, nicht entsprochen wird."

Ein erfahrener Praktiker, der Heizer R. Winkler*), sagt über die Frage der Rauchverbrennung: „Ein einfacher Rost bei genügend großer Kesselanlage von einem gut geschulten Heizer bedient, ist noch immer die beste Feuerungsanlage und Rauchverbrennung."

Es wurde schon früher darauf hingewiesen, daß ein Brennstoff nur dann vollständig verbrannt wird, wenn sein gesammter Kohlengehalt durch eine hinreichende Zuführung von Sauerstoff zu Kohlensäure verbrannt wird. Diese Kohlensäure kann aber, wenn sie im unteren Theile einer Rostfeuerung erzeugt wird, unmittelbar nach ihrer Entstehung auf glühende Kohle treffen, und indem sie ihr einen Theil ihres Sauerstoffes abgiebt, zu einem Theil wieder in Kohlenoxyd sich zurückverwandeln. Trifft dieses Kohlenoxydgas bei genügend hoher Temperatur nochmals mit Sauerstoff zusammen, so verbrennt es wieder zu Kohlensäure; andernfalls zieht es unverbrannt ab. Kann letzteres verhindert werden, dann wird die Verbrennung eine vollkommene sein. Da zur Verbrennung von Kohlenoxyd zu Kohlensäure eine Verbrennungstemperatur von etwa 300° C. genügt, so ist es technisch nicht überaus schwierig, die vollkommene Verbrennung zu erzeugen.

Bisher hatte man angenommen, daß die Rauchentwickelung, welche durch unvollkommene Verbrennung entsteht, in der übermäßigen Entwickelung von Kohlenoxydgas seine Hauptursache findet. Es hat sich aber herausgestellt, daß der dadurch entstehende Verlust höchstens 2—3 % des Heizwertes des Brennstoffes beträgt.

Bei der Verbrennung von Brennstoffen findet aber gleichzeitig eine Entwickelung von schweren Kohlenwasserstoffgasen statt, ähnlich wie bei der Leuchtgasfabrikation, und diese haben eine ganz verschiedene Entzündungstemperatur. Während sie gasförmig durch die Züge einer Dampfkesselfeuerung hindurch gehen, werden sie unter Umständen ihren Kohlenstoff in feiner Vertheilung ausscheiden, sobald an

*) Robert Winkler, „Die Heizerschule", Hilfsbuch für Maschinisten und Dampfkesselheizer.

irgend einer Stelle die Temperatur eine geringere ist als ihre Entzündungstemperatur. Es kann dies auch dadurch geschehen, daß die Verbrennungsluft mit den Gasen mangelhaft vermischt und der zur Verbrennung ihres Kohlenstoffes nöthige Sauerstoff fehlt. Zur vollkommenen Verbrennung der Kohlenwasserstoffe ist es also nöthig, daß an allen Stellen des Verbrennungsraumes die zu ihrer Entzündung nöthige Temperatur herrscht, und daß der erforderliche Sauerstoff überall vorhanden ist. Es sind sonach für eine rauchfreie Verbrennung die folgenden Bedingungen aufzustellen:

1. eine genügend hohe Temperatur im Verbrennungsraum,

2. Zuführung einer genügenden, zur vollkommenen Verbrennung erforderlichen Luftmenge,

3. gleichmäßige Vermischung der Luft mit den zu verbrennenden Gasen.

Beim großen Theil der Brennstoffe wird sonach dafür gesorgt werden müssen, daß den Verbrennungsprodukten Wärme nicht früher entzogen wird, bevor die Verbrennung beendigt ist und die Gase mit der Kesseloberfläche in Berührung kommen.

Die Menge der Verbrennungsluft, welche zugeführt wird, darf nicht zu groß sein, weil, wie wir bereits wissen, ein Wärmeverlust dadurch entsteht, daß die überschüssige Luftmenge unnöthigerweise erwärmt und durch den Schornstein geführt werden müßte, anderseits weil dadurch die Verbrennungsgase so weit abgekühlt werden können, daß sie Ruß abscheiden.

Eine gute Vermischung von Verbrennungsgasen ist aber nothwendig, weil dadurch die Verbrennung beschleunigt und die Flamme verkürzt wird.

Die Verbrennung von einmal ausgeschiedenem Ruß ist nur schwierig zu erreichen, und es muß deshalb das Bestreben dahin gehen, die Rußbildung innerhalb der Feuerung zu vermeiden. Wie in jedem einzelnen Falle dies zu ermöglichen ist, hängt von der Art der Feuerung und der Art ihrer Behandlung ab.

Für die Planrost-Feuerung stellt Haier die folgenden Forderungen auf:

1. das Offenhalten der Feuerthür zum Beschicken, Schüren und Abschlacken ist möglichst zu beschränken,

2. der Brennstoff ist in kleinen Mengen, also in kurzen Zwischenräumen, möglichst rasch aufzugeben, und zwar dann, wenn das Feuer in höchster Gluth sich befindet. Die Schicht soll also möglichst wenig niederbrennen;

3. der Brennstoff soll von möglichst gleichmäßiger Beschaffenheit sein und soll den Rost in möglichst gleichmäßiger Höhe bedecken.

Am geeignetsten wird deshalb eine nasse Kohle sein, die nicht so dicht lagert, daß der Zug beeinträchtigt wird, der durchströmenden Luft aber eine hinreichend große Oberfläche bietet und deshalb nur einen kleinen Luftüberschuß erfordert.

Die Anforderungen, welche Haier dabei an eine gute Rostconstruction stellt, sind die folgenden:

1. der Rost soll möglichst viel freie Fläche darbieten und die Luft zu allen Punkten der Brennstoffschicht in richtiger Menge mit möglichster Leichtigkeit zuströmen lassen,

2. durch die Rostspalten soll möglichst wenig Brennstoff fallen,

3. der Rost soll sich bequem reinigen lassen,

4. derselbe soll genügend Haltbarkeit besitzen.

Die Feuerthür soll nicht unnöthig groß sein, damit nicht zu viel Luft beim Oeffnen derselben eintreten kann, auch soll sie möglichst selbstthätig schließen.

Auch die Feuerbrücke ist von nicht zu unterschätzendem Einfluß, ebenso wie die über der Feuerbrücke verbleibende Oeffnung, welche als Feuerlucke bezeichnet wird. Die Feuerbrücke hat einestheils zu verhindern, daß Kohle in die Feuerzüge fällt, anderntheils soll aber durch eine genügend hohe Brücke die Luft gezwungen werden, den Rost möglichst gleichmäßig an allen Stellen und möglichst in senkrechter Richtung zu durchströmen. In manchen Fällen soll die Feuerbrücke Wärme aufspeichern, die bei erneuerter Aufgabe von Brennstoff die Verbrennung der sich entwickelnden Gase unterstützen soll. In der Feuerlucke aber sollen die Verbrennungsprodukte, indem sie auf einem kleineren Querschnitt zusammengedrängt werden, Gelegenheit haben, sich gut zu vermischen.

Die Vorfeuerung ist für die Rauchverbrennung insofern günstig, als ihre Steinwand eine große Wärmemenge aufnehmen und nach jeder neuen Beschickung von ihr wieder abgegeben werden kann. Sie hat aber nach Haier erhebliche Nachtheile, welche bestehen:

1. in größeren Wärmeverlusten nach außen,

2. in höherem Brennstoffaufwand zum Anheizen, welcher bei Anlagen, die nur Tagebetrieb haben, gegenüber der Innenfeuerung einen unmittelbaren täglichen Verlust bedeutet,

3. in stärkerem Nachsaugen von Luft durch das Mauerwerk des Verbrennungsraumes, also an einer Stelle, wo die schädliche Wirkung überschüssiger Luft wegen der hohen Temperatur der Gase besonders groß ist,

4. in größerem Raumbedarf,

5. in höheren Anlagekosten,

6. in höheren Unterhaltungskosten, bedingt durch die stärkere Abnutzung, welche um so größer ist, je höher die Temperatur, je größer deren Schwankungen und je weniger widerstandsfähig das Mauerwerk ist.

Eine Vorfeuerung sollte deshalb nur für Brennstoff wie Braunkohle, Torf u. s. w. benutzt werden, die keine zu hohe Temperatur erzeugen.

Die Unterfeuerungen mit Planrost sind namentlich bei Wasserröhrenkessel in Gebrauch. Hierbei läßt man, um die Heizfläche ganz auszunutzen, die Feuergase meistens senkrecht zum Rohrbündel aufsteigen. Dadurch wird ihnen eine bedeutende Wärmemenge entzogen, bevor die vollständige Verbrennung eingetreten ist; auch können sich vorher die Gase nicht hinreichend mischen. Eine einigermaaßen rauchfreie Verbrennung ist daher nur zu erzielen, wenn der Feuerheerd überwölbt und ein gasarmer Brennstoff verwendet wird.

Innenfeuerung mit Planrost. Wir haben diese besonders bei den Flammrohrkesseln kennen gelernt, bei denen die Feuerung in das Flammrohr vollständig eingebaut ist. Im Gegensatz zur Vorfeuerung hat die Innenfeuerung den großen Vorzug, daß die Wärmeverluste nach außen sehr gering sind, und

daß die Feuerung sich deshalb auch für Steinkohle sehr gut eignet. Durch die sofortige Berührung der entwickelten Feuergase mit den Heizflächen wird aber diesen vor vollendeter Verbrennung Wärme entzogen und dadurch die Rauchbildung begünstigt. Es muß deshalb durch Einbau in das Flammrohr die vorzeitige Berührung mit den Kesselwandungen verhindert werden, falls eine rauchfreie Verbrennung erstrebt wird. Dort wo dies nicht möglich ist, muß ein kurzflammiger Brennstoff zur Verwendung kommen.

Der Treppenrost ist besonders dazu gebaut, feinkörniges Material zu verbrennen, welches auf dem Planrost nicht mit Vortheil verbrannt werden kann, weil es durch die Roststpalten hindurchfällt. Da der Treppenrost dem Brennmaterial viel mehr Fläche bietet und deshalb auch mehr Wärme entzieht, so kann mit Vortheil nur Braunkohle, Torf und dergleichen, also Brennstoffe von niedrigerer Verbrennungstemperatur, verbrannt werden. Wenn der Treppenrost möglichst rauchlos verbrennen soll, so muß das Bestreben dahin gehen, daß die Hauptverbrennung in dem unteren Theile des Rostes stattfindet. Es soll deshalb die Brennstoffschicht stark und der Rost so geneigt sein, daß dem Ueberstürzen unvergaster Kohlenstücke vorgebeugt wird. Durch Regelung der Luftzufuhr wird die Verbrennung im unteren Theile des Rostes gefördert; der darüber liegende vergaste Brennstoff muß aber in dem Verhältniß nachrutschen, wie die Verbrennung im unteren Theile des Rostes fortschreitet. Wichtig ist es, daß der Rost leicht abgeschlackt werden kann, damit der Niedergang des Brennstoffes nicht beeinträchtigt und die Verbrennung eine ungestörte ist.

Die Schrägrost-Feuerung ist für jede Art von Brennstoff zu verwenden, da sie aus einem geneigten Planrost besteht. Wie dieser hat sie den Nachtheil, daß feinkörnige Brennstoffe durch die Spalten hindurchfallen.

Der Hauptvertreter dieser Feuerung ist die Tenbrink-Feuerung. Sie erfüllt nach Haier bei nicht allzustark wechselndem Betriebe alle Voraussetzungen, um eine rauchfreie Verbrennung fast aller Brennstoffe zu ermöglichen, und gewährt dabei eine sehr gute Wärmeausnutzung, da sie in ihrem wirksamsten Theile als Innenfeuerung ausgebildet ist. Vorausgesetzt ist eine sachgemäße Bedienung und ein sorgfältiges Freihalten der Rostdurchgänge. Diese Arbeit wird aber erleichtert dadurch, daß der Rost bequem zu übersehen ist. Als Nachtheil der Feuerung ist hervorzuheben, daß der Roststabrand ein verhältnißmäßig großer ist.

Feuerungen mit selbstthätiger Rostbeschickung. Bei einer Anzahl dieser Feuerungen wird, in Folge der regelmäßigen Beschickung des Rostes und wenn diese Beschickung mit kleinen Mengen von Brennstoff erfolgt, der Rauchbildung erfolgreich vorgebeugt, im Besonderen deswegen, weil die Feuerthür zur Beschickung nicht geöffnet zu werden braucht und die ungünstige Abkühlung des Verbrennungsraumes dadurch vermieden wird. Haier weist aber darauf hin, daß die Abhängigkeit vom Heizer bei diesen Feuerungen eine ganz beträchtliche ist, da man bei eintretenden Störungen an den Vorrichtungen vollständig auf dessen Verständniß angewiesen sei und eine unrichtige Behandlung des Apparates die Betriebssicherheit nicht unwesentlich stört.

Professor Bach*) sagt über diese Art von Feuerungen, daß ein Theil derselben den Zweck der Rauchvermeidung in befördernder Weise erfüllt. Dagegen steht ihrer allgemeinen Verbreitung im Wege der hohe Preis, der Umstand, daß ein mechanischer Betrieb nothwendig ist, und namentlich, daß die Betriebsicherheit der Vorrichtungen unter dem Einflusse von Hitze und Staub zu wünschen übrig lassen.

Die Kohlenstaub-Feuerung genügt im Allgemeinen den Anforderungen, welche an eine rauchfreie Verbrennung gestellt werden, da sie eine ununterbrochene Beschickung bei geschlossener Feuerthür und eine gute Mischung von Brennstoffgasen und Luft zuläßt. Auch ist es ein Vorzug dieser Feuerung, daß selbst schlackenreiche Kohlen in Staubform ohne Weiteres Verwendung finden können. Die Anwendung der Kohlenstaubfeuerung dürfte sich aber trotzdem nach Haier im Wesentlichen auf die Flammrohrkessel beschränken. Bei allen anderen Kesselarten, namentlich auch bei den Wasserröhrenkesseln, ergeben sich Schwierigkeiten dadurch, daß, wenn nicht starke Rauchentwickelung stattfinden soll, eine Feuerkammer eingebaut werden muß, welche jedoch bei der hohen Temperatur nur schwer genügend widerstandsfähig herzustellen ist und außerdem die Verluste durch Abkühlung nicht unbeträchtlich vermehrt.

Die Kesselform

ist von vielerlei Umständen abhängig. Früher gab man dem Kessel eine Form, welche in der Hauptsache bestimmt wurde durch die Rücksicht auf eine möglichst gute Wärmeübertragung. Heute richtet man sein Hauptaugenmerk darauf, den Kessel widerstandsfähig gegen hohen Dampfdruck zu machen. Die Erkenntniß, daß man viel vortheilhafter mit einem hochgespannten, als mit niedriggespanntem Dampf arbeitet, führte dahin, Kessel für hohe Dampfspannungen zu bauen. Nächst der Rücksicht auf die Festigkeit des Kessels kommt die einer gründlichen Ausnutzung der Wärme der Heizgase in Betracht. Auch muß der Kessel von innen wie von außen so zugänglich sein, daß seine Wandungen auf allen Seiten leicht gereinigt und untersucht werden können. Je nachdem die Dampfentnahme eine gleichmäßige oder eine wechselnde ist, muß die Größe des Wasser- und Dampfraumes angelegt werden. Endlich muß die Kesselform eine zweckmäßige Anlage der Feuerung und der ganzen übrigen Kesselausrüstung, welche als Kesselarmatur (vom lateinischen armatura = Rüstung) bezeichnet wird, gestatten. Alle diese Bedingungen sind an einem Kessel kaum vollständig zu erfüllen. Die Rücksicht auf die Widerstandsfähigkeit gegen Dampfdruck, sowie auch auf seine leichte Herstellbarkeit hat die Cylinderform zur herrschenden gemacht. In welcher Weise die Cylinderform von großem Durchmesser — also von 1,8 m und darüber bis zur 20 mm lichter Weite der engröhrigen Röhrenkessel — zur Herstellung von Dampfkesseln benutzt wird, wird bei Besprechung der verschiedenen Kesselarten näher beleuchtet werden. Es sei nur darauf hinzuweisen, daß man ebene Wan-

*) Bach, „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure".

dungen für die Dampfkeſſel völlig zu vermeiden ſucht. Man macht ſelbſt die Böden der cylindriſchen Keſſel möglichſt gewölbt, um ihre Feſtigkeit zu vergrößern. Dort aber, wo ebene Keſſelwandungen nicht zu vermeiden ſind, wie beiſpielsweiſe bei den Feuerbüchſen der Lokomotiven, muß man ſtets die ebenen Wände mittelſt beſonderer Verankerungen verſteifen.

Die Keſſelarten.

Wir unterſcheiden zwei Hauptgruppen unter den Keſſelarten:

1. Die ſtationären Dampfkeſſel (vom lateiniſchen status = ſtandhaft, beſtändig) ſind ſolche Keſſel, die auf feſtem Fundament, auf einem beſtimmten Platze aufgeſtellt werden und unverändert dieſen Platz behalten. Es können dies horizontale = wagerechte oder vertikale = ſenkrechte Keſſel ſein.

2. Die nicht ſtationären oder transportablen Keſſel (vom lateiniſchen transportare = fortführen). Sie müſſen ſo gebaut ſein, daß ſie als Ganzes leicht eine Ortsveränderung zulaſſen. Es ſind dies die Lokomobilkeſſel (vom lateiniſchen locus = Ort und mobilis = beweglich) und Lokomotivkeſſel (vom lateiniſchen locus = Ort und movere = bewegen), ſowie auch die Schiffskeſſel.

1. Die ſtationären, horizontalen Dampfkeſſel.

Der Cylinder- oder Walzenkeſſel

iſt der einfachſte Keſſel dieſer Art. Er beſteht aus einem glatten Cylinder, der an ſeinen beiden Enden durch Böden geſchloſſen iſt. In der Figur 376 iſt ein derartiger Keſſel mit vollſtändigem Mauerwerk wiedergegeben. Der cylindriſche Keſſel K iſt wagerecht gelagert. An dem vorderen Boden desſelben iſt ein Rohrſtutzen S, der Vorkopf, angenietet, an welchem das Waſſerſtandsglas W und die Hähne angebracht werden, alſo diejenigen Ausrüſtungstheile, welche über die Füllung des Keſſels mit Waſſer Aufſchluß zu geben haben und zur Erkennung des jeweiligen Waſſerſtandes beſtimmt ſind. Am hinteren Ende iſt auf dem cylindriſchen Keſſel der Dampfdom C aufgeſetzt, in welchem der Dampf ſich anſammelt. Zum Anſchluß einer oder mehrerer Rohrleitungen, welche den Dampf fortzuleiten haben, iſt der Dampfdom mit einem oder mehreren Rohrſtutzen V, V, V verſehen. Auch das Sicherheitsventil — Band I, Seite 727 — das dazu dienen ſoll, ſobald der Dampfdruck im Keſſel ein zu großer geworden iſt, ſelbſtthätig einen Ausgang für den Dampf zu ſchaffen, wird gewöhnlich auf einem der Rohrſtutzen des Dampfdomes aufgeſetzt.

Um den Keſſel von innen reinigen zu können, wird er mit einem ſogenannten Mannloch D verſehen. Es iſt dies entweder ein bloßer Ausſchnitt im Keſſel, der mittelſt eines Deckels verſchließbar gemacht iſt oder ein kurzer Rohrſtutzen mit einem Verſchlußdeckel. Das Mannloch kann auch auf dem Dampfdom angebracht werden. Jedenfalls muß das Mannloch ſo groß ſein, daß ein Mann von ſchlanker Körperform durch dasſelbe in den Keſſel einſteigen kann.

Zur Speiſung des Keſſels mit friſchem Waſſer wird meiſtens ein beſonderer Rohrſtutzen auf dem Keſſel aufgeſetzt. An dieſem Rohrſtutzen E ſchließt von Außen

die Speisewasserleitung an, von Innen ein Einführungsrohr für das Speisewasser, welches bis gegen den Boden am hinteren Theile des Kessels reicht.

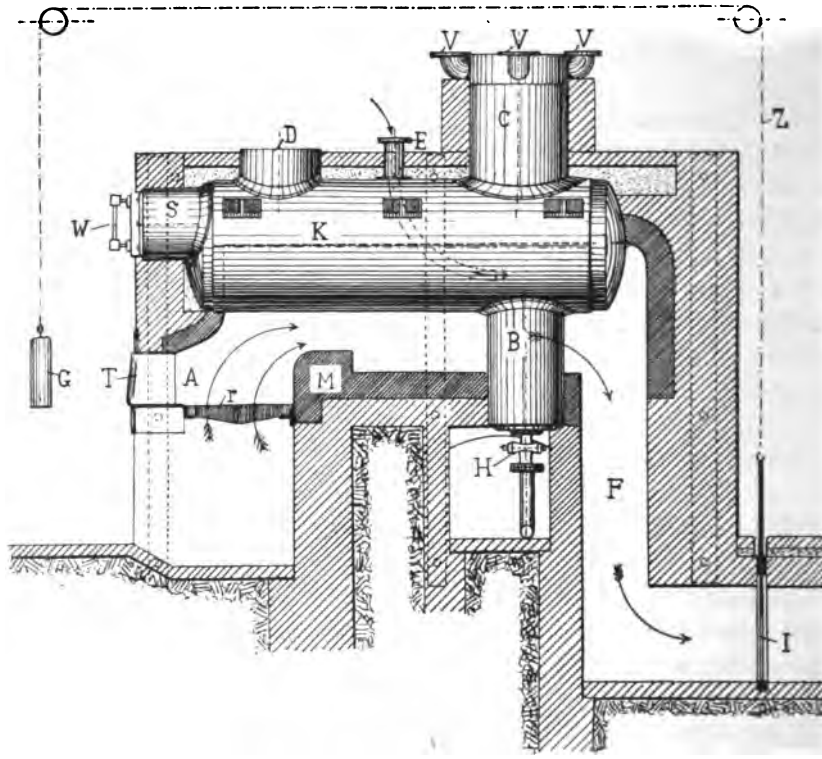


Fig. 376.

Dieses Rohr, welches in der Figur einpunktirt ist, wird gewöhnlich aus Kupfer gefertigt, weil es stärker dem Verrosten ausgesetzt ist als die übrigen Kesseltheile. Der Cylinderkessel selbst ist nach hinten etwas geneigt eingemauert, damit alle Verunreinigungen, welche mit dem kalten Speisewasser eingeführt werden, an dem hinteren Theile des Kessels sich ablagern. Schlamm, welcher sich an dieser Stelle ansammelt, kann von Zeit zu Zeit entfernt werden. Es wird zur Ansammlung des Schlammes mitunter — wie in Fig. 376 — ein besonderer Rohrstutzen B, der sogenannte Schlammsammler, an dem Kessel angebracht. Ein Ablaßhahn H, am unteren Ende desselben, gestattet, den Schlamm auch während des Betriebes zu entfernen. Durch diesen Hahn kann auch das ganze Speisewasser abgelassen werden.

An dem vorderen Theile des Cylinderkessels ist die Unterfeuerung A angeordnet. Sie besteht aus einem Planrost, der aus den einzelnen Roststäben r sich zusammensetzt. Der Feuerraum wird von einer Feuerthür T ge[illegible]

Hinter dem Rost ist die Feuerbrücke M aufgemauert, über welche die Heizgase nach den Heizkanälen abziehen. Sie werden durch die Feuerbrücke gezwungen gegen die Kesselwandung zu streichen. Die Heizgase ziehen von der Feuerung aus unterhalb des Kessels und zu beiden Seiten desselben entlang und gelangen in der Richtung der Pfeile durch den Fuchs F zur Esse. Die Geschwindigkeit, mit welcher die Heizgase abziehen, muß geregelt werden können. Gewöhnlich dient ein Rauchschieber J dazu, der quer durch den Fuchs hindurch reicht und der auf und nieder bewegt werden kann. Diese Bewegung wird dadurch erleichtert, daß der Rauchschieber an einer Kette Z aufgehängt und von einem Gegengewicht G ausbalancirt ist. Zweckmäßig ist es, die Kette bis vor die Heizthür zu führen und das Gegengewicht G dort aufzuhängen, so daß der Heizer von seinem Stande aus die Zugregulirung besorgen kann.

Alle Theile des Mauerwerkes, welche den Heizgasen ausgesetzt sind, müssen in feuerfesten Steinen, den sogenannten Chamottesteinen (sprich: Schamotte) aufgemauert werden. Das übrige Mauerwerk, welches die Feuerung und die Heizkanäle umschließt, wird mit gewöhnlichen Ziegelsteinen aufgeführt. Kräftige Ankerschienen von U-förmigem Querschnitt sind von außen gegen das Mauerwerk gelegt und mittelst eiserner Schraubenbolzen, welche durch das Mauerwerk hindurchgeführt sind, zusammengehalten. In dieser oder ähnlicher Weise muß stets für eine gründliche Abstützung des Mauerwerkes Sorge getragen werden, damit es durch die Wärme der Heizkanäle nicht auseinander getrieben werden kann.

Der Hauptvorzug des Cylinderkessels besteht in seiner großen Einfachheit und in der leichten Zugänglichkeit auch der inneren Räume. Infolge der Möglichkeit, alle Theile der Kesselwandungen reinigen zu können, besitzt er auch eine lange Lebensdauer. Auch der große Wasser- und Dampfraum, den der Kessel bietet, ist ein Vortheil desselben. Dem gegenüber hat er den Nachtheil, daß er für Anlagen von mehr als 25 qm Heizfläche einen zu großen Raum in Anspruch nimmt. Letzteren Mangel kann man dadurch etwas verringern, daß man statt eines, mehrere Cylinderkessel anordnet und sie durch Rohrstutzen unter einander verbindet.

Solche mehrfache Cylinderkessel werden auch Siederkessel genannt. Sie bestehen gewöhnlich aus einem Oberkessel und aus einem oder mehreren Unterkesseln. Je nachdem der Ober- oder der Unterkessel gespeist und geheizt wird, unterscheidet man Siederkessel mit dazwischen liegender Feuerung oder mit darunter liegender Feuerung. Die erstere Art ist als Gegenstromkessel bekannt, weil bei ihr die Heizkanäle so angeordnet werden können, daß das Wasser in entgegengesetzter Richtung durch den Kessel strömt, wie die Heizgase ihn von außen umziehen. Bei der Durchführung dieses Grundsatzes der Gegenströmung ist die Wärmeübertragung eine sehr vortheilhafte, da auch die am wenigsten heißen Heizgase den Kessel an der Stelle berühren, wo ihm das kälteste Wasser zugeführt wird, sodaß der Wärmeunterschied des Wassers einerseits und der Heizgase anderseits keine zu großen Abweichungen zeigt. Die Unterkessel werden auf ihrem ganzen Umfange von Heizgasen umspült und müssen schon deshalb vollständig mit Wasser gefüllt sein.

Eine Siederkesselanlage nach Ausführung der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln ist in Fig. 377 und 378 dargestellt. Bei dieser Anlage sind zwei Ober- und zwei Unterkessel vorgesehen. Jeder der Oberkessel ist durch zwei Stutzen mit einem der Unterkessel, und diese durch einen Querstutzen mit einander verbunden. Weil man auf diese Weise durch Vermehrung ihrer Anzahl Kessel von beliebig hoher Heizfläche zusammenstellen kann, nennt man sie auch Batteriekessel. Die Figur zeigt zwei derartige neben einander eingemauerter Dampfkessel, welche ihren Dampf einem gemeinschaftlichen Dampfsammler abgeben, der oberhalb des Mauerwerkes quer zu den Kesseln angeordnet ist. Die Verbindungsstutzen zwischen den einzelnen Kesseln müssen eine solche Größe haben, daß man auch in die Unterkessel wie durch ein Mannloch einsteigen kann. Die Unterkessel erhalten eine nach hinten geneigte Lage und stützen sich auf gußeiserne Tragfüße. Der Kesselschlamm wird sich an der tiefsten Stelle, also an dem hinteren Theile der Unterkessel, ansammeln und dort abgelassen werden können. Der vordere Verbindungsstutzen, zwischen Ober- und Unterkessel, muß stets an der höchsten Stelle des letzteren liegen, damit die Dampfblasen, welche sich im Unterkessel entwickeln, sofort nach dem

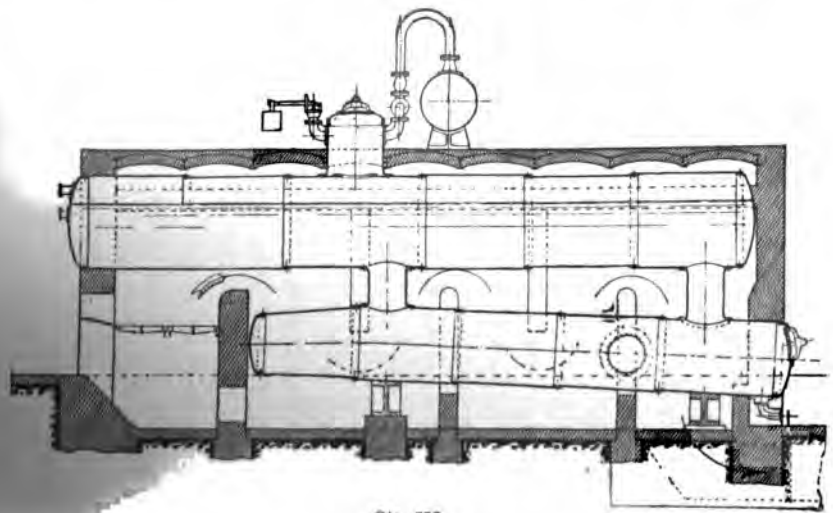


Fig. 377.

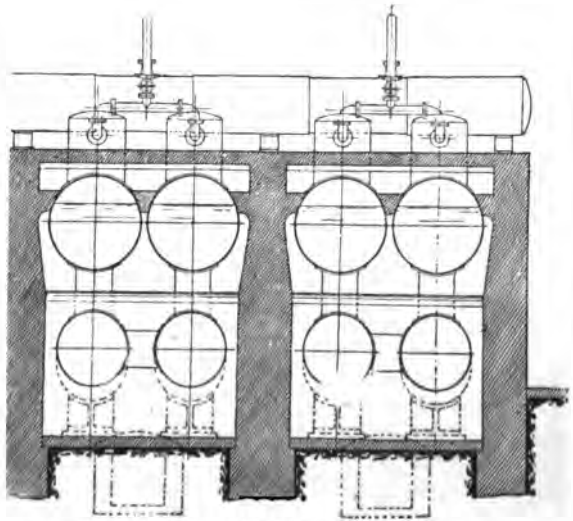


Fig. 378.

Oberkessel aufsteigen und der Unterkessel stets mit Wasser erfüllt bleiben kann. Bei der dargestellten Art der Einmauerung des Siederkessels bestreichen die Heizgase in der Nähe der Feuerung nur den Oberkessel. Hinter der Feuerung werden sie durch Zwischenwände gezwungen in der Pfeilrichtung bald die Ober-, bald die Unterkessel zu umziehen. Bei einer derartigen Einmauerung ist der Grundsatz der Gegenströmung von Wasser und Heizgasen nicht streng durchgeführt.

Trotz aller Vorzüge der Siederkessel, bei denen ein großer Wasser- und ein großer Dampfraum vorhanden ist, sodaß sie sich für wechselnden Betrieb eignen, sagt von Reiche, daß solche Kessel kaum noch gebaut werden, weil die Reparaturen und Betriebsstörungen kein Ende nehmen.

In neuerer Zeit werden Gegenstromkessel mit der Tenbrink-Feuerung — Seite 322 — ausgeführt. Fig. 379 und 380 zeigen einen derartigen Kessel der Maschinenfabrik Eßlingen in Eßlingen. Es sind bei der dargestellten Ausführung drei Oberkessel, von denen jeder mit zwei unter einander liegenden Unterkesseln verbunden ist, angewendet. Die höher liegenden Unterkessel sind durch einen Rohrstutzen am hinteren Ende mit dem Oberkessel verbunden und nach vorn geneigt gelagert, während die beiden Unterkessel an ihrem vorderen Ende durch Rohrstutzen mit

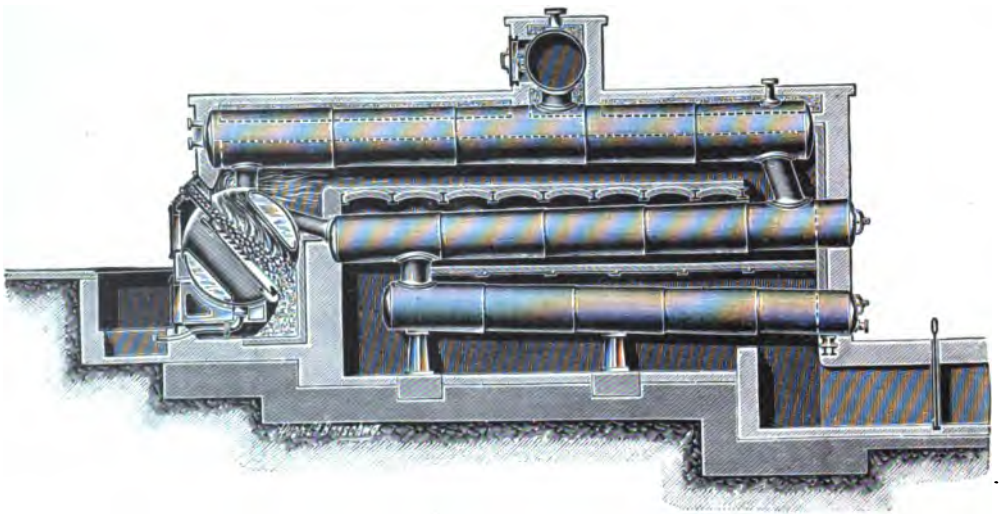


Fig. 379.

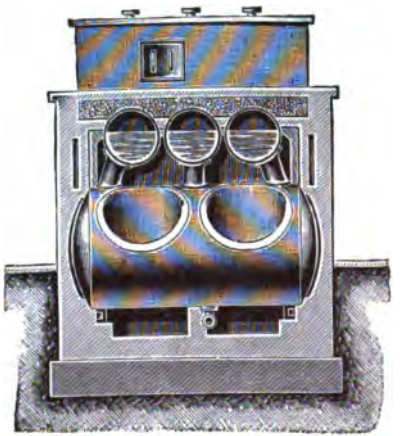


Fig. 380.

einander verbunden sind und der tiefer liegende nach hinten geneigt ist. Der Dampf muß also aufsteigend stets in den Oberkessel strömen, während der Schlamm niedergehend zur tiefsten Stelle des Unterkessels gelangen muß. Durch die Einmauerung werden Ober- und Unterkessel von einander getrennt und die Heizgase durchziehen nach dem Grundsatze der Gegenströmung das Kesselsystem von oben nach unten. Quer zu dem Oberkessel und unmittelbar unter denselben ist ein kurzer Cylinder, die Tenbrink-Vorlage, untergebracht, welcher durch je einen Rohrstutzen mit dem Oberkessel und mit dem oberen Unterkessel verbunden ist. Dieser cylindrische Querkessel nimmt die eigentliche Feuerung auf. Sie besteht aus zwei schräg durch den Querkessel hindurch geführte cylindrische Feuerbuchsen, in welche ein schräger Rost eingebaut ist. Es bildet sonach der ganze Feuerraum einen schrägen Füllschacht und die ganze Feuerung ist von Wasser vollständig umgeben, so daß durch Ausstrahlung nur wenig Wärme der Feuerung verloren geht.

Einen anderen Siederkessel mit nur einem Unterkessel nach Ausführung derselben Fabrik zeigt Fig. 381. Nach Angaben der Fabrik werden diese Kessel in solchen Fällen bevorzugt, wo mit Rücksicht auf das Brennmaterial ein großer

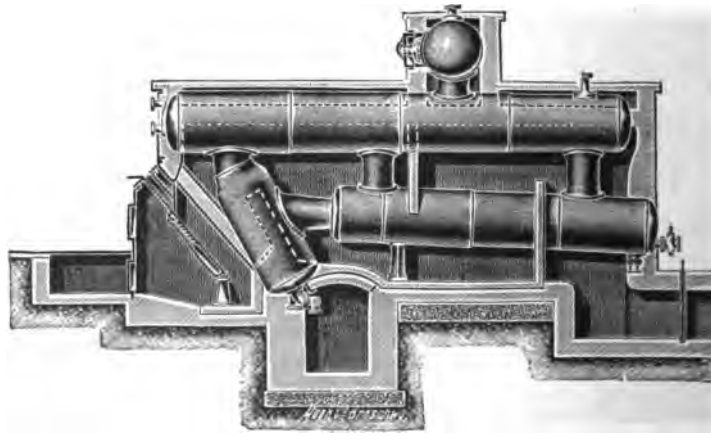


Fig. 381.

Feuerheerd und eine große Rostfläche sich erforderlich macht und wo neben einer großen Heizfläche eine hohe Dampfspannung — von 9—15 Atmosphären Druck — gefordert wird. Die Feuerzüge dieser Kesselanlage sind wie die in Fig. 377 und 378 dargestellte Kesselanlage angeordnet. Mit Rücksicht auf die Festigkeit des Dampfkessels für hohe Spannungen ist statt der normalen Tenbrink-Feuerung ein schräger Rost angelegt. Oberhalb desselben wird aber der Feuerraum von einem cylindrischen Querkessel, dem sogenannten Heizkörper, abgeschlossen, welcher sowohl mit dem Ober- als mit dem Unterkessel verbunden ist. Solche Heizkörper

kommen bei neben einander liegenden Heizkesseln so viele zur Verwendung, als Kessel vorhanden sind. Die Heizkörper für mehrere neben einander liegende Kessel werden auch durch Stutzen mit einander verbunden. Um den Feuerheerd vollständig mit solchen Heizkörpern zu umgeben, werden auch mitunter zu beiden Seiten des Rostes besondere Heizkörper eingebaut.

Bei allen Siederkesseln der vorbesprochenen Art wird das Wasser in den Unterkesseln in den Kreislauf nur schwer mit hineingezogen, da die Feuerung unter dem Oberkessel liegt. Eine zweite Art von Siederkesseln, bei denen die Feuerung unterhalb der Unterkessel angelegt wird, sind als Bouilleur-(sprich: Buijör-)Kessel (vom französischen boullir = kochen) bekannt, sie finden fast nur in Frankreich Verwendung. Die Heizgase bestreichen zuerst die Unterkessel, und es kann in Folge dessen die Gegenströmung nicht durchgeführt werden. Dagegen wird die ganze Wassermasse leichter zum Umlauf gezwungen und an der Dampfentwickelung betheiligt. Da die Unterkessel von kleinerem Durchmesser der Feuerung direkt ausgesetzt sind, so kann man geringere Blechdicken anwenden als bei den vorbesprochenen Siedern. Durch Absetzen von Schlamm und Kesselstein wird aber die Wärmeübertragung sehr bald verschlechtert und die Kessel brennen durch.

Der Flammrohrkessel.

Der Wunsch, den Raum, welchen der Kessel einnimmt, möglichst zu verringern, führte dazu, den cylindrischen Kessel mit einem oder mehreren Flammrohren zu versehen, welche durch die ganze Länge des cylindrischen Kessels hindurchreichen. Diese Flammrohre sind gewöhnlich auch dazu bestimmt, die Feuerung aufzunehmen oder mindestens einen Theil der Feuerungszüge. Durch die Anlage von Heizflächen innerhalb des Kessels wollte man gleichzeitig verhindern, daß wesentliche Wärmemengen der Feuerung und der Heizkanäle unbenutzt verloren gehen. Nach der Gegend Englands, in welcher sie zuerst gebaut wurden, werden solche Cylinderkessel, die ein Flammrohr haben, als Cornwall-Kessel, und solche, mit zwei Flammrohren, als Lancashire-(sprich: Lenkeschеier) Kessel bezeichnet. Der Flammrohrkessel hat eine ungemeine Verbreitung gefunden. Neben dem Vorzug der inneren Heizfläche besitzen sie einen kleineren Wasserraum als die einfachen Cylinderkessel und lassen sich in Folge dessen schneller anheizen. Dem gegenüber haben sie den Nachtheil, daß sie von Innen nicht mehr so leicht zugänglich sind und daß das Flammrohr einer sehr sorgfältigen Verankerung bedarf, da es an seinem äußeren Umfange unter dem Dampfdrucke steht, während seine innere Fläche durch die Heizgase sehr stark erwärmt wird. Dort, wo auch die Feuerung in das Flammrohr eingebaut ist, wächst auch die Gefahr, daß die Flammrohre zusammengedrückt werden wegen der stärkeren Erwärmung ihrer Innenflächen. Aber auch die Luftzuführung für die Feuerung wird in dem beschränkten Raume des Flammrohres eine mangelhafte und die Verbrennung leidet darunter. Endlich werden durch die bedeutend stärkere Erwärmung des Flammrohres gegenüber dem Cylinderkessel die einzelnen Theile ungleich ausgedehnt und in Anspruch genommen.

Einen Einflammrohrkessel von H. Pauksch, Aktien-Gesellschaft in Landsberg a. W. zeigen Fig. 382 im Längsschnitt, Fig. 383 im Querschnitt. Das Flammrohr F liegt seitlich, außerhalb der Mitte des Cylinderkessels K. Es ist an den beiden gewölbten Böden des Kessels befestigt. Stets muß es so tief liegen, daß seine oberste Kante wenigstens 100 mm unter dem niedrigsten Wasserstande sich befindet. Dampfdom C, Sicherheitsventile und Mannloch D sind an dem Cylinderkessel angebracht.

Die Feuerung A liegt in dem vorderen erweiterten Theile des Flammrohres. Ihr Rost ist nach hinten geneigt, damit die Luft bei dem engen Aschenraume auch die hinteren Theile der Rostfläche leicht erreichen kann. Feuerraum und Aschenfall können durch Thüren verschlossen werden, die an dem Thürrahmen angebracht sind. Die Heizgase, welche zunächst das Flammrohr durchziehen, werden von gemauerten Heizkanälen zu beiden Seiten des Cylinderkessels wieder zurückgeführt und vereinigen sich an der vorderen Kesselseite in einem Unterzuge. Die Einmauerung des Flammrohrkessels wird auch oft so gemacht, daß die Heizgase umgekehrt von dem Flammrohr erst in den Unterzug geleitet und von dort durch zwei Seitenzüge zurückgeführt werden, oder

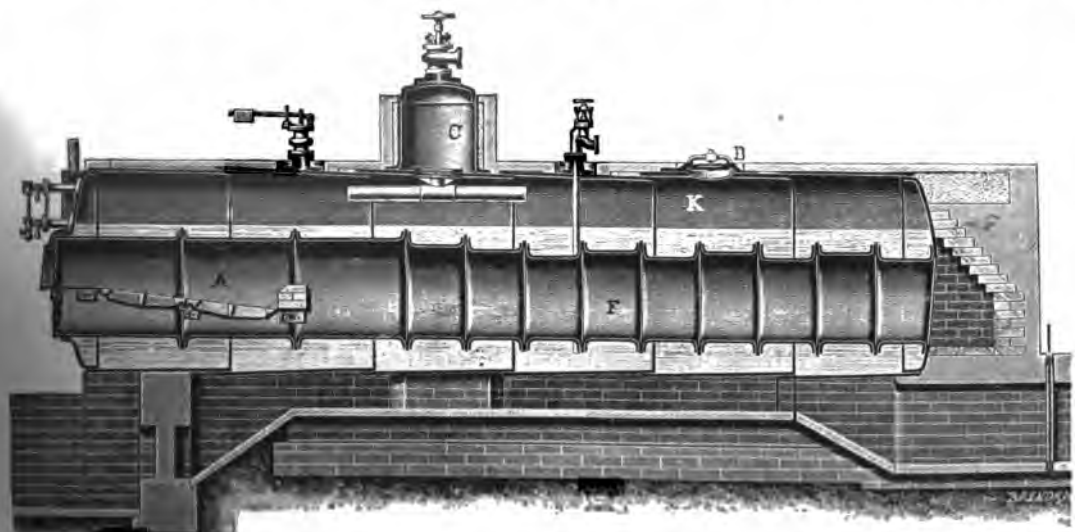


Fig. 382.

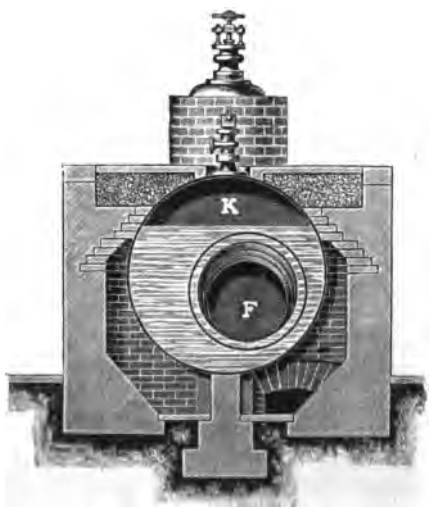


Fig. 383.

daß sie, sobald sie aus dem Flammrohr austreten, zunächst durch einen Seitenkanal an dem Cylinderkessel entlang und dann durch einen zweiten Seitenkanal auf der entgegengesetzten Seite zurückgeführt werden. Bei der letzteren Anordnung ist es nicht gut, die Züge durch eine gemauerte Zunge unterhalb des Kessels von einander zu trennen, weil der Kessel in Folge des Niederschlages von Dampf an dieser Stelle leicht rosten würde. Es empfiehlt sich, eine eiserne Zunge zur Theilung der Kanäle einzusetzen. Diese wird, beiderseits erwärmt, keine Veranlassung zu Niederschlägen geben.

Bei dem durch Fig. 382 und 383 dargestellten Flammrohrkessel setzt sich das Feuerrohr F aus Rohrstücken von verschiedenem Durchmesser zusammen. Von der Feuerbrücke an besteht es aus kurzen 500 mm langen, geschweißten Rohrstücken, welche von einander um 50 mm im Durchmesser abweichen und das Flammrohr bald erweitern, bald verengen. Alle diese Rohrschüsse sind an ihren Enden nach Außen umgebördelt und mit einem dazwischen gelegten Versteifungsringe zusammengenietet, und zwar so, daß ihre Unterkanten in einer Linie liegen. In Folge dessen sind aber ihre Oberränder sichelförmig gegen einander versetzt, wie der Schnitt Fig. 383 erkennen läßt. Durch diese Anordnung sollen ganz besonders die Nietstellen gegen die Flamme geschützt werden. Es wird auch von den Herstellern gerühmt, daß die Vorsprünge an den einzelnen Schüssen Wirbelbewegungen des Gasstromes erzeugen, welche die Wärmeabgabe durch vollkommene Mischung der Gase günstig beeinflussen. Die große Anzahl der Biegungen an den Bördelstellen soll dem Flammrohr eine große Elasticität geben, sodaß seine Inanspruchnahme durch ungleiche Ausdehnung eine geringere ist.

Diese Einflammrohrkessel werden von der Fabrik in Größen nachstehender Tabelle geführt:

Heizfläche	Länge des Kessels	Durchmesser des Kessels	Größter Durchmesser des Feuerrohres	Kleinster Durchmesser des Feuerrohres	Heizfläche	Länge des Kessels	Durchmesser des Kessel	Größter Durchmesser des Feuerrohres	Kleinster Durchmesser des Feuerrohres
qm	mm	mm	mm	mm	qm	mm	mm	mm	mm
12	3400	1250	600	500	27	6300	1400	700	550
15	4200	1250	600	500	30	6500	1570	800	650
18	4600	1300	650	500	35	7000	1570	800	650
21	5300	1300	650	500	40	7500	1700	850	700
24	5600	1400	700	550	45	7800	1800	900	750

Für höheren Dampfdruck baut dieselbe Fabrik sogenannte Zwillingskessel, indem sie zwei Einflammrohrkessel neben einander anordnet und ihren Dampf in einen gemeinsamen Dampfsammler eintreten läßt. Durch diese Anordnung will man umgehen, Flammrohrkessel von großem Durchmesser zu bauen, weil diese eine [illegible]mäßig sehr große Blechstärke erfordern. Ein derartiger Zwillings-

kessel ist in Fig. 384 und 385 dargestellt. Die Flammrohre sind wie bei dem Kessel Fig. 382 und 383 construirt. Jeder der Kessel ruht auf einer gemauerten Zunge und

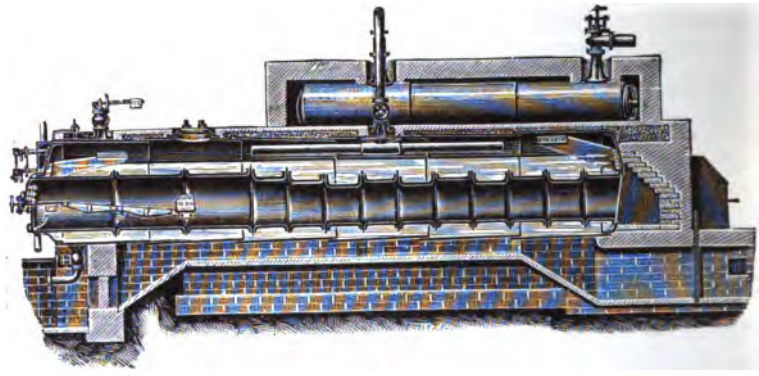


Fig. 384.

es bleibt der Raum zwischen beiden Kesseln als Mittelzug frei. Durch diesen gemeinschaftlichen Zug streichen die Feuergase, sobald sie die Flammrohre verlassen haben, und ziehen dann wieder in getrennten Seitenzügen nach dem Schornsteine ab. Der gemeinsame Mittelzug soll größeren Wärmeverlusten durch das Mauerwerk vorbeugen. Wird er durch eine Zwischenwand getheilt, so kann jeder Kessel für sich betrieben werden. Auch der Dampfsammler ist bei der vorliegenden Ausführungsform von Heizkanälen umgeben, sodaß der Dampf überhitzt werden kann. Soll dies geschehen, so werden die Heizkanäle des Dampfsammlers mit denen des Kessels durch besondere Kanäle verbunden, die mittelst Rauchschieber je nach dem Bedarf mehr oder weniger abzustellen sind.

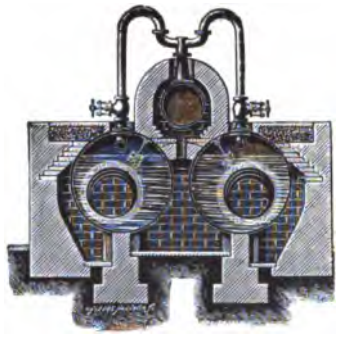


Fig. 385.

Um die Flammrohre auch für eine größere Länge und für einen höheren Dampfdruck widerstandsfähiger zu machen, werden sie nach Fox als gewellte Rohre hergestellt. Die größere Weite, welche man den Wellenrohren geben kann, gestattet es, eine große Rostfläche und einen großen Feuerraum in dem Flammrohre unterzubringen.

Einen Flammrohrkessel mit gewelltem Flammrohr zeigen Fig. 386 und 387. Das Wellenrohr F ist wie ein glattes Rohr aus einzelnen Schüssen zusammengesetzt. Es hat eine lichte Weite von 1,25 m, während in der Wellentiefe der Durchmesser 1,35 m beträgt bei einem Durchmesser des Kessels von 2,20 m.

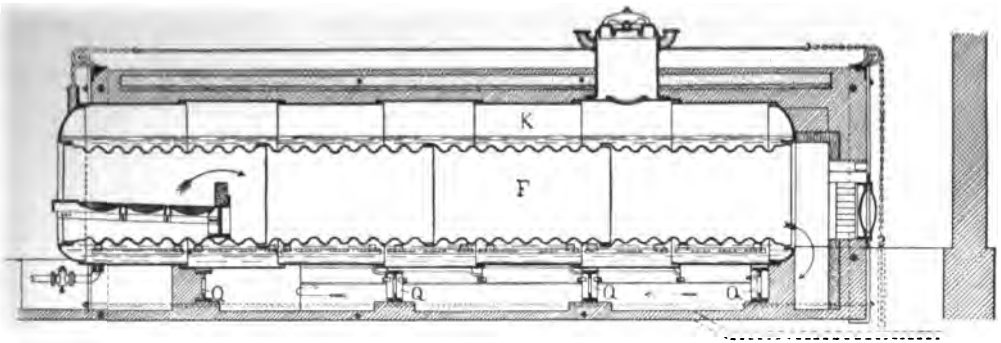


Fig. 886.

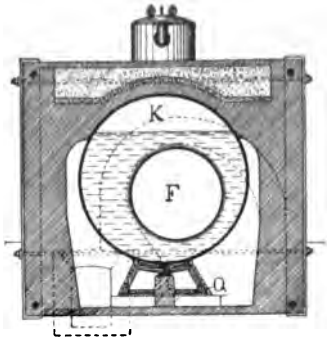


Fig. 887.

Das Flammrohr ist in einem Cylinderkessel K eingebaut. Der Kessel ruht auf vier gußeisernen Tragfüßen Q. Die Heizgase durchziehen, nachdem sie das Flammrohr verlassen haben, in der Pfeilrichtung einen etwas seitlich angeordneten Unterzug, von wo sie in einem der Seitenzüge nach vorn und in dem anderen wieder nach der Esse zurückgeführt werden.

Das Blechwalzwerk Schulz Knaudt A.-G. in Essen, welches diesen Kessel baut, giebt über die Wellenrohre folgende Tabelle:

Bei dem Durchmesser von mm	750/850	800/900	850/950	900/1000	950/1050	1000/1100	1050/1150	1100/1200	1150/1250	1200/1300	1250/1350	1300/1400
Wiegt ein laufender Meter kg	225	240	255	270	285	300	325	350	365	380	405	425
In normaler Blechdicke von mm*)	10	10	10	10	10	10,5	10,5	10,5	10,5	11	11	11
Genügend für einen Betriebsdruck von Atmosphären	13	12	11,5	11	10,5	10,5	10	10	9,5	9	9	9

*) Zur Herstellung von Chamottesteinen verwendet man feuerfesten Thon, welcher mit Chamotte gemengt wird. Chamotte ist scharfgebrannter, feuerfester Thon, welcher bis auf Stückchen in höchstens Erbsengröße zerstampft wird. Chamotte stellt man wohl auch noch als ein Gemenge von $^1/_3$ rohem, feuerfestem Thon und $^2/_3$ gebranntem und zu gröblichem Pulver zerstampftem Thon her.

Als Mörtel zur Verbindung der Chamottesteine verwendet man Thonbrei, in möglichst dünner Schicht aufgetragen.

Die Wellenrohre sind in ihrem Preise höher als glatte Flammrohre. Um den Preisunterschied einigermaaßen auszugleichen, werden von der Fabrik gewölbte Kesselböden geliefert, welche zur Befestigung des Flammrohres umgezogene Krempen haben, sodaß anderweitige Befestigungen sich erübrigen. Fig. 388 zeigt einen derartigen, gewölbten Boden im Schnitt. Diese Böden werden:

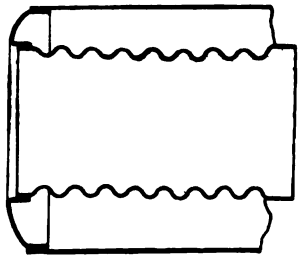


Fig. 388.

für Cylinderkessel bis zu 2,2 m Durchmesser und für einen Dampfdruck bis zu 10 Atmosphären, und bis zu 1,8 m Durchmesser für einen Dampfdruck bis zu 12 Atmosphären gebaut.

Die Maschinenfabrik von Jaques Piedboeuf in Aachen hebt als Nachtheil der Wellenrohre hervor: „Die anfänglich gepriesenen Vorzüge der Wellrohrkessel gegenüber dem bekannten Cornwallkessel haben sich indessen im praktischen Betriebe wenig bewahrheitet. Das gewellte Rohr ist zwar gegen äußeren Druck widerstandsfähiger, als das glatte Rohr von gleichem Durchmesser und gleicher Wandstärke. Die Erfahrung hat inzwischen in einer Reihe von Fällen gelehrt, daß Wellrohre in Folge Wassermangels gerade so zusammengedrückt worden sind, wie glatte Rohre. Ohne Wassermangel und darauf folgendes Erglühen sind richtig gebaute glatte Rohre aber noch nie eingedrückt worden."

An Stelle der Einflammrohrkessel benutzt man für größere Heizflächen Zweiflammrohrkessel, d. h. also Cylinderkessel, welche von zwei Flammrohren durchzogen sind. Als Vorzug dieser Kessel wird angegeben, daß die beiden Flammrohre von kleinerem Durchmesser und deshalb auch schwächer sein können, daß sie leichter zu reinigen sind und die Rostfläche auf zwei Rohre sich vertheilt, wodurch bei abwechselnder Beschickung beider Feuer eine bessere Verbrennung erzielt werden soll. Es werden aber auch diese Zweiflammrohrkessel vielfach mit Vorfeuerung gebaut, wobei dann die Flammrohre als erste Feuerungszüge dienen.

Einen Zweiflammrohrkessel mit Innenfeuerung nach Ausführung von Jaques Piedboeuf in Aachen stellen Fig. 389 bis 392 dar. Die beiden Flammrohre F_1 und F_2 werden etwas unter der Mittellinie des Cylinderkessels K in dessen Böden eingenietet, sodaß zwischen ihnen und der Cylinderwand ein genügend großer Raum zum Hindurchkriechen bleibt, wenn der Kessel gereinigt werden soll. Die einzelnen Schüsse des Flammrohres sind von gleichem Durchmesser. Der Kessel ruht auf gußeisernen Füßen Q, zwischen denen auch die Blechwand W befestigt ist, wodurch der Unterzug in zwei Hälften getheilt wird. Während sonst bei Dampfkesseln die Ankerbolzen b durch die Breite des ganzen Mauerwerkes hindurchgeführt werden, greifen sie hier an Lappen l an, die an dem Kesselmantel Außen angenietet sind, sodaß sie wesentlich kürzer sein können. Die Verbindung zwischen dem Dampfraum des Kessels und dem Dampfdom C wird durch ein wagerecht aufgehängtes, durchlöchertes Rohr R hergestellt. Der Dampf muß durch die feinen Löcher des Rohres hindurchtreten, verliert dabei

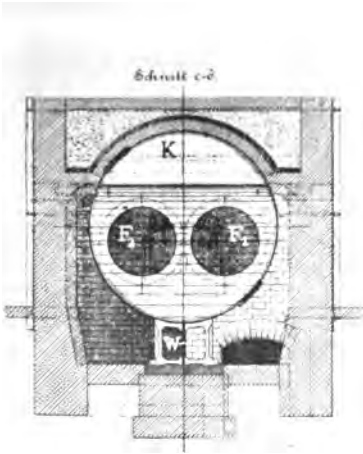


Fig. 389.

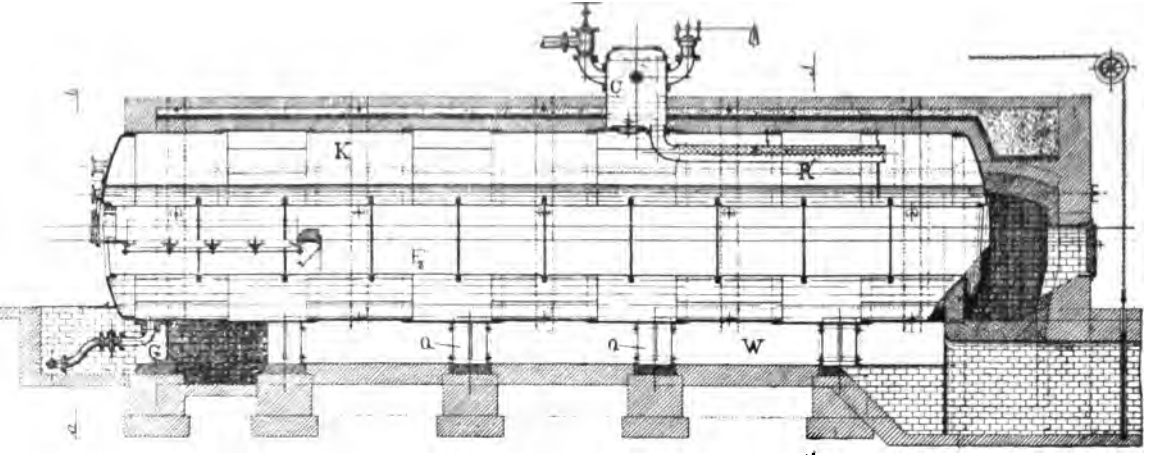


Fig. 390.

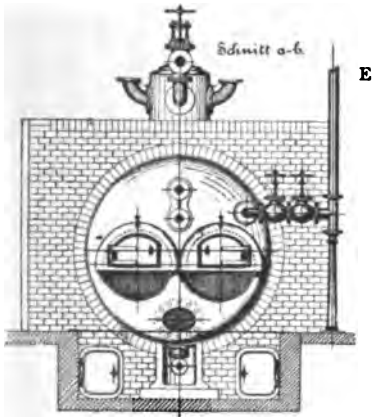


Fig 391.

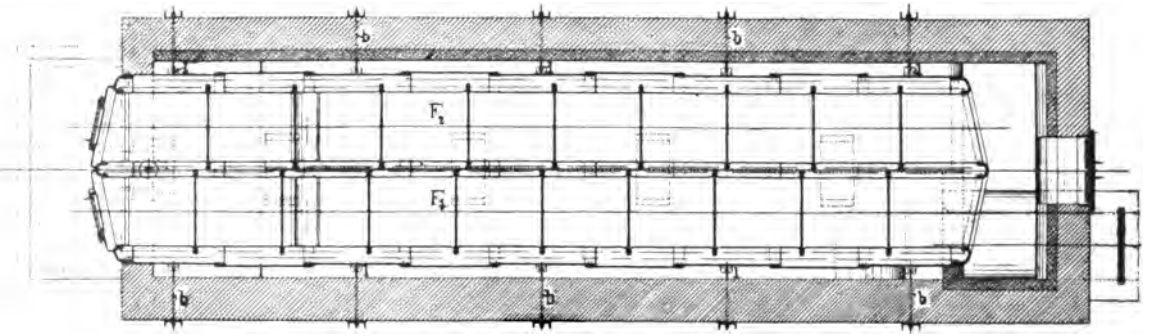


Fig. 392.

einen Theil des mitgerissenen Wassers und gelangt trockener in den Dom. Die Heizgase ziehen durch die Flammrohre zunächst auf der einen Seite des Kessels durch den vereinigten Seiten- und Unterkanal und gelangen alsdann auf der anderen Seite zur Esse. Das Speiserohr E ist an der vorderen Seite des Kessels angeordnet, damit der Heizer die Speiseleitung bedienen kann, ohne daß er seinen Platz zu verlassen braucht. Diese Zweiflammrohrkessel werden von der Fabrik für Heizflächen von 45—125 qm gebaut.

Die Aktien-Gesellschaft H. Pauksch in Landsberg a. W. baut Zweiflammrohrkessel mit Flammrohren, wie wir sie bei der Kesselanlage Fig. 382 und 383 kennen gelernt haben, in Größen nachstehender Tabelle:

Heizfläche qm	Länge des Kessels mm	Durchmesser des Kessels mm	Größter Durchmesser der Feuerrohre mm	Kleinster Durchmesser der Feuerrohre mm	Heizfläche qm	Länge des Kessels mm	Durchmesser des Kessels mm	Größter Durchmesser der Feuerrohre mm	Kleinster Durchmesser der Feuerrohre mm
50	6800	1900	700	550	75	8800	2100	800	650
55	7450	1900	700	550	80	9350	2100	800	650
60	7550	2000	750	600	85	9350	2200	850	700
65	8150	2000	750	600	90	9900	2200	850	700
70	8200	2100	800	650	100	10 500	2300	900	750

Zweiflammrohrkessel werden häufig in Verbindung mit zwei Vorwärmern gebaut, welche das kalte Speisewasser durchströmen muß, bevor es in den Kessel gelangt. Das Wasser wird an dem Ende eines der beiden Vorwärmer eingeführt, durchströmt diesen und den zweiten Vorwärmer der ganzen Länge nach und gelangt dann, bis zur Siedehitze vorgewärmt, in den Kessel. Die überschüssige Wärme der Heizgase kann auf diese Weise, namentlich bei verstärktem Kesselbetrieb, zum Theil wieder gewonnen werden.

Um die Flammrohre gegen äußeren Druck widerstandsfähiger zu machen, werden Verankerungen aller Art benutzt, oder es werden, wie wir wissen, gewellte Flammrohre angewendet. Eine besondere Art eines Absteifungsmittels für Flammrohre bieten die sogenannten Galloway- (sprich: Gallohweh) Rohre. Ein Flammrohrkessel dieser Art ist nach Ausführungen der Maschinenfabrik von Moritz Jahr in Gera in Fig. 393 bis 395 wiedergegeben. Quer durch das Flammrohr F sind Rohre y als Steifen eingesetzt, durch welche das Wasser des Kessels circulirt. Das Eigenthümliche dieser Rohre besteht darin, daß sie von konischer Form sind. Um sie einzusetzen, muß das Flammrohr an zwei gegenüberliegenden Stellen Löcher von verschiedener Größe haben. Eines der Löcher ist so groß, daß das enge Rohrende mit seinem Flansch hindurchgesteckt werden kann. Es setzt sich dieser Flansch auf der inneren Seite des Flammrohres auf, während der zweite Flansch an dem weiteren Ende des konischen Rohres gegen den äußeren Umfang des Flammrohres sich legt. In dieser Weise werden die einzelnen Rohre

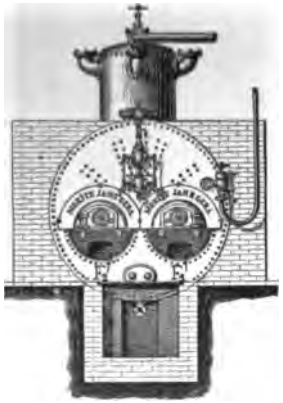


Fig. 393.

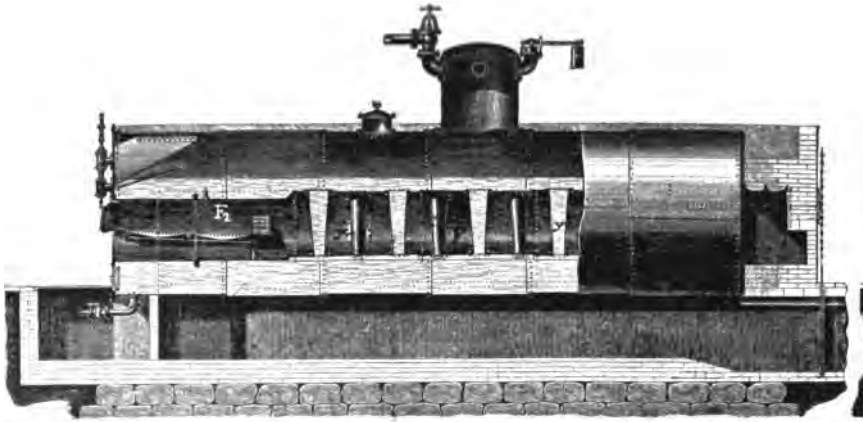


Fig. 394.

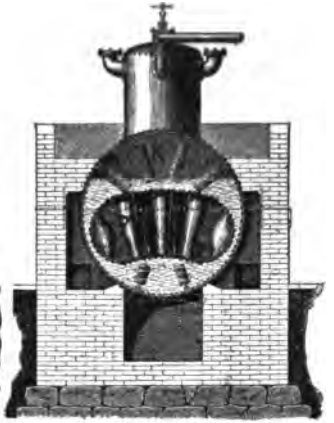


Fig. 395.

in das Flammrohr eingenietet und mit ihm verbunden. Nicht nur eine vortheilhafte Versteifung für die Flammrohre bilden diese Gallowayröhren, sie vergrößern auch die Heizfläche des Kessels und gestatten eine schnellere Circulation des Wassers und ein leichteres Aufsteigen der Dampfbläschen. Man kann jede von den Zweiflammrohren mit Gallowayröhren versehen oder, wie bei dem dargestellten Kessel, die beiden Flammrohre F_1 und F_2 hinter dem Feuerungsraume zu einem gemeinsamen Rohr vereinigen, welches die Gallowayröhren aufnimmt. An der Uebergangsstelle von dem Doppelrohr und zwar unmittelbar hinter der Feuerbrücke findet dabei eine Querschnittsverengung statt, durch welche eine innigere Vermischung der Heizgase beabsichtigt wird. Die Heizgase treten aus dem Flammrohre zunächst in zwei Seitenzüge und ziehen dann durch einen gemeinsamen Unterzug nach der Esse.

Bei Kesseln von 54—96 qm Heizfläche werden 20—33 Gallowayröhren benutzt.

Die Gallowayröhren können nicht einen so großen Durchmesser haben, daß sie gründlich von Kesselstein befreit werden könnten. Da aber ihre Wände stets in annähernd senkrechter Richtung verlaufen, so ist die Gefahr, daß sich Kesselstein an ihnen absetzt, keine große. Wo das Speisewasser vorher gereinigt

wird, ist sie aber ganz zu vermeiden. Einen großen Vortheil bieten die Kessel mit Gallowayröhren dadurch, daß sie eine Versteifung des Flammrohres bilden, die es ermöglicht, Flammrohre von geringer Wandstärke zu verwenden.

Anstatt der konischen Gallowayröhren verwendet man in den Flammrohren zuweilen auch einfache cylindrische Querrohre. Zur Versteifung können diese Querrohre nicht beitragen, weil sie nur durch Auswalzen ihrer Enden und durch Verstemmen derselben mit den Flammrohren verbunden werden. Zur Vergrößerung der Heizfläche tragen auch sie, wie die Gallowayröhren, bei.

Ebenso wie man einen Ober- und einen Unterkessel bei Cylinderkesseln anordnet, so kann man auch zwei Flammrohrkessel über einander legen, sobald große Heizflächen erforderlich sind und es an Raum fehlt, um zwei Kessel neben einander aufzustellen. Beide Kessel verbindet man dann durch Rohrstutzen, aber während der untere ganz mit Wasser gefüllt wird, enthält der obere allein den Dampfraum. Der Wasserraum ist in Folge dessen im Verhältniß zum Dampfraum ein sehr großer. Naturgemäß wird nur der Unterkessel mit einer Feuerung versehen. Die Feuergase werden aus dem Flammrohr des Unterkessels zunächst durch das Flammrohr des Oberkessels geführt und dann durch Seitenzüge um die äußeren Cylinderwandungen.

Heizröhrenkessel oder Rauchröhrenkessel.

Man kann sich diese Kesselart aus einem Flammrohrkessel entstanden denken, der anstatt zweier Flammrohre von größerem Durchmesser eine ganze Anzahl Röhren von kleinerem Durchmesser erhalten hat. Solche Heizröhrenkessel sind namentlich für Lokomobilen und Lokomotiven in Gebrauch. Sie haben vor den Flammrohrkesseln den Vorzug, daß eine große innere Heizfläche bei geringer Wandstärke der Rohre geschaffen werden kann. Auch muß sich der Gasstrom in sehr viel einzelne Ströme theilen, sodaß eine bessere Ausnutzung seiner Wärme möglich ist. Man pflegt den Heizröhren dieser Kessel einen äußeren Durchmesser von 60—90 mm zu geben und eine Wandstärke von etwa 3 mm. Die Röhren werden durch Walzen oder Ziehen aus Kupfer, Messing oder Stahl gefertigt. Ihre Länge soll in einem gewissen Verhältniß zu ihrem Durchmesser stehen, und sie wirken um so vortheilhafter, je kleiner ihr Durchmesser ist.*) Je enger aber

*) Es heißt in H. v. Reiche, „Anlage und Betrieb der Dampfkessel II“:

„Wenden wir das Verhältniß für Flammrohre

$$\frac{\text{Heizfläche}}{\text{Zugquerschnitt}} = 80$$

an und bezeichnen wir den inneren Durchmesser der Röhre mit D und ihre Länge mit L, so wird

$$\frac{D^2\pi}{4} = \frac{D\pi L}{80} \quad \text{und}$$

$$L = 20\,D.“$$

„Diese Länge ist indeß so gering, daß man mit ihr nur in den seltensten Fällen die nöthige Heizfläche erzielen kann.“

„Man geht deshalb sehr häufig über sie hinaus, und zwar findet man bei Lokomobilen gewöhnlich $L = 40\,D$, zuweilen sogar $L = 65\,D$, bei Lokomotiven dagegen ist $L = 80\,D$ und darüber nicht selten. Bei stationären Kesseln mit weiten Rohren $L = 45\,D$.“

die Röhren sind, desto schwerer sind sie nicht nur an ihrem inneren Umfang von Flugasche und Ruß zu reinigen, sondern namentlich an ihrem äußeren Umfange vom Kesselstein, zumal dann, wenn die Arbeit im Inneren des Kessels verrichtet werden muß. Man hat deshalb bei den Kesseln der Lokomobilen und Lokomotiven das ganze Rohrbündel so vereinigt, daß es aus dem Kessel herausgezogen werden kann.

Einen einfachen Heizröhrenkessel, wie ihn die Aktien-Gesellschaft H. Pauksch in Landsberg a. W. liefert, zeigen Fig. 396 und 397. Zu beiden Seiten der senkrechten Mittellinie eines cylindrischen Kessels K sind die Heizröhren h in zwei

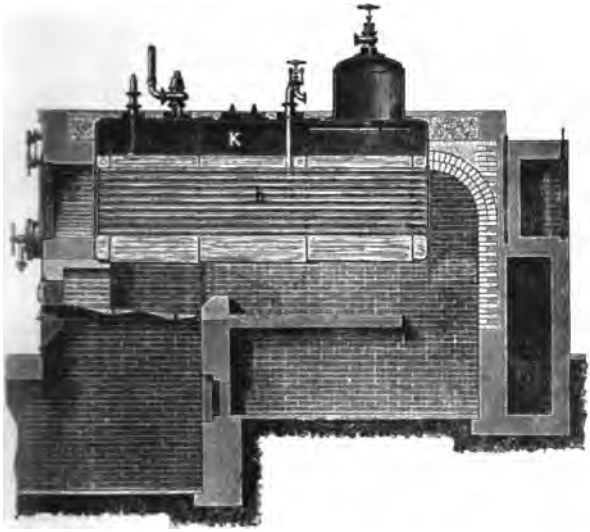


Fig. 396.

Fig. 397.

Gruppen so eingesetzt, daß man zum Zwecke der Reinigung zwischen beiden hindurchkriechen kann. Die Enden der Heizröhren werden in den stärkeren Flachböden des Kessels durch Umbördelung befestigt. Die Heizgase, welche in der Unterfeuerung sich entwickeln, bestreichen zuerst den unteren Theil des Kessels, ziehen alsdann durch die Heizröhren nach vorn und durch zwei Seitenzüge zur Esse zurück. Der Raum U vor der vorderen Mündung der Heizröhren, durch welchen die Gase in die Seitenzüge gelangen, ist mit einer Thür abgeschlossen, welche es möglich macht, von vorn her das Innere der Heizröhren von Flugasche und Ruß zu reinigen.

Bei der Herstellung von Heizröhrenkesseln bietet das Einsetzen der Röhren am meisten Schwierigkeiten, häufig geschieht es durch eine Art von Walzarbeit, wozu ein besonderes Werkzeug nöthig ist. Die genannte Fabrik verstärkt die schmiedeeisernen Röhren an ihren Enden durch einen hart aufgelöteten Ring. Beide Enden werden alsdann schwach konisch abgedreht, in gleicher Weise sind

Einen Einflammrohrkessel von H. Pauksch, Aktien-Gesellschaft in Landsberg a. W. zeigen Fig. 382 im Längsschnitt, Fig. 383 im Querschnitt. Das Flammrohr F liegt seitlich, außerhalb der Mitte des Cylinderkessels K. Es ist an den beiden gewölbten Böden des Kessels befestigt. Stets muß es so tief liegen, daß seine oberste Kante wenigstens 100 mm unter dem niedrigsten Wasserstande sich befindet. Dampfdom C, Sicherheitsventile und Mannloch D sind an dem Cylinderkessel angebracht.

Die Feuerung A liegt in dem vorderen erweiterten Theile des Flammrohres. Ihr Rost ist nach hinten geneigt, damit die Luft bei dem engen Aschenraume auch die hinteren Theile der Rostfläche leicht erreichen kann. Feuerraum und Aschenfall können durch Thüren verschlossen werden, die an dem Thürrahmen angebracht sind. Die Heizgase, welche zunächst das Flammrohr durchziehen, werden von gemauerten Heizkanälen zu beiden Seiten des Cylinderkessels wieder zurückgeführt und vereinigen sich an der vorderen Kesselseite in einem Unterzuge. Die Einmauerung des Flammrohrkessels wird auch oft so gemacht, daß die Heizgase umgekehrt von dem Flammrohr erst in den Unterzug geleitet und von dort durch zwei Seitenzüge zurückgeführt werden, oder

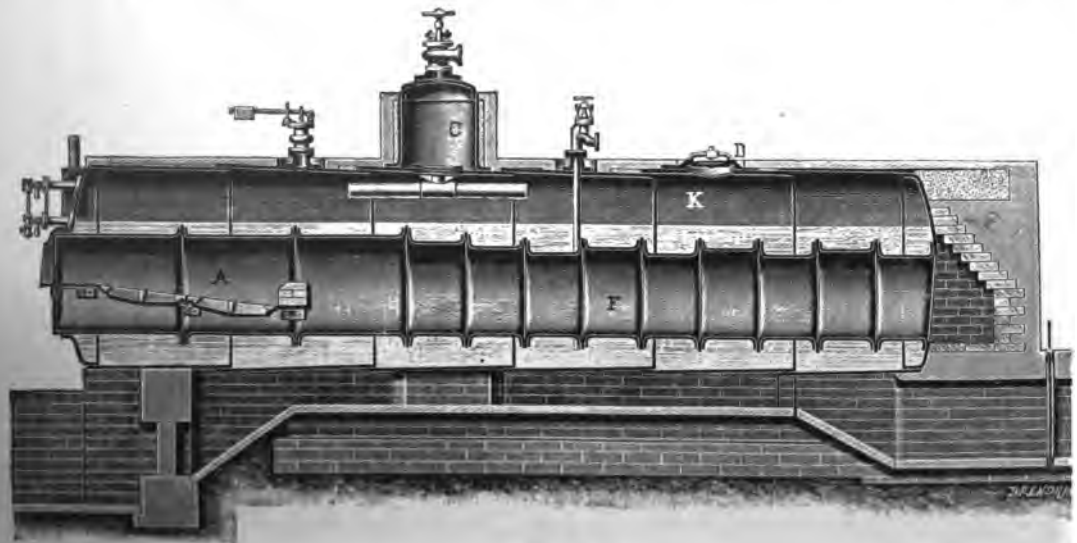


Fig. 382.

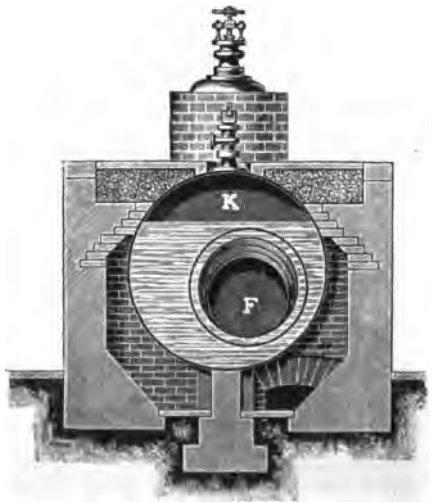


Fig. 383.

daß sie, sobald sie aus dem Flammrohr austreten, zunächst durch einen Seitenkanal an dem Cylinderkessel entlang und dann durch einen zweiten Seitenkanal auf der entgegengesetzten Seite zurückgeführt werden. Bei der letzteren Anordnung ist es nicht gut, die Züge durch eine gemauerte Zunge unterhalb des Kessels von einander zu trennen, weil der Kessel in Folge des Niederschlages von Dampf an dieser Stelle leicht rosten würde. Es empfiehlt sich, eine eiserne Zunge zur Theilung der Kanäle einzusetzen. Diese wird, beiderseits erwärmt, keine Veranlassung zu Niederschlägen geben.

Bei dem durch Fig. 382 und 383 dargestellten Flammrohrkessel setzt sich das Feuerrohr F aus Rohrstücken von verschiedenem Durchmesser zusammen. Von der Feuerbrücke an besteht es aus kurzen 500 mm langen, geschweißten Rohrstücken, welche von einander um 50 mm im Durchmesser abweichen und das Flammrohr bald erweitern, bald verengen. Alle diese Rohrschüsse sind an ihren Enden nach Außen umgebördelt und mit einem dazwischen gelegten Versteifungsringe zusammengenietet, und zwar so, daß ihre Unterkanten in einer Linie liegen. In Folge dessen sind aber ihre Oberränder sichelförmig gegen einander versetzt, wie der Schnitt Fig. 383 erkennen läßt. Durch diese Anordnung sollen ganz besonders die Nietstellen gegen die Flamme geschützt werden. Es wird auch von den Herstellern gerühmt, daß die Vorsprünge an den einzelnen Schüssen Wirbelbewegungen des Gasstromes erzeugen, welche die Wärmeabgabe durch vollkommene Mischung der Gase günstig beeinflussen. Die große Anzahl der Biegungen an den Bördelstellen soll dem Flammrohr eine große Elasticität geben, sodaß seine Inanspruchnahme durch ungleiche Ausdehnung eine geringere ist.

Diese Einflammrohrkessel werden von der Fabrik in Größen nachstehender Tabelle geführt:

Heizfläche qm	Länge des Kessels mm	Durchmesser des Kessels mm	Größter Durchmesser des Feuerrohres mm	Kleinster Durchmesser des Feuerrohres mm
12	3400	1250	600	500
15	4200	1250	600	500
18	4600	1300	650	500
21	5300	1300	650	500
24	5600	1400	700	550
27	6300	1400	700	550
30	6500	1570	800	650
35	7000	1570	800	650
40	7500	1700	850	700
45	7800	1800	900	750

Für höheren Dampfdruck baut dieselbe Fabrik sogenannte Zwillingskessel, indem sie zwei Einflammrohrkessel neben einander anordnet und ihren Dampf in einem gemeinsamen Dampfsammler eintreten läßt. Durch diese Anordnung will man umgehen, Flammrohrkessel von großem Durchmesser zu bauen, weil diese eine verhältnißmäßig sehr große Blechstärke erfordern. Ein derartiger Zwillings-

kessel ist in Fig. 384 und 385 dargestellt. Die Flammrohre sind wie bei dem Kessel Fig. 382 und 383 construirt. Jeder der Kessel ruht auf einer gemauerten Zunge und

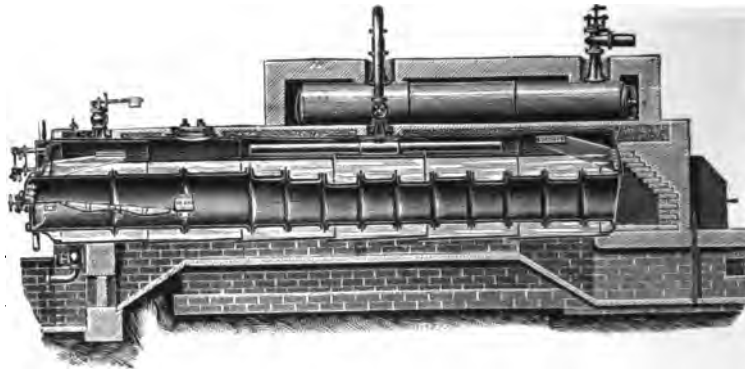


Fig. 384.

es bleibt der Raum zwischen beiden Kesseln als Mittelzug frei. Durch diesen gemeinschaftlichen Zug streichen die Feuergase, sobald sie die Flammrohre verlassen haben, und ziehen dann wieder in getrennten Seitenzügen nach dem Schornsteine ab. Der gemeinsame Mittelzug soll größeren Wärmeverlusten durch das Mauerwerk vorbeugen. Wird er durch eine Zwischenwand getheilt, so kann jeder Kessel für sich betrieben werden. Auch der Dampfsammler ist bei der vorliegenden Ausführungsform von Heizkanälen umgeben, sodaß der Dampf überhitzt werden kann. Soll dies geschehen, so werden die Heizkanäle des Dampfsammlers mit denen des Kessels durch besondere Kanäle verbunden, die mittelst Rauchschieber je nach dem Bedarf mehr oder weniger abzustellen sind.

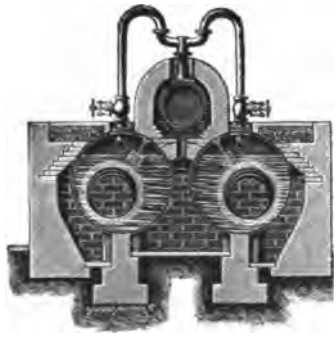


Fig. 385.

Um die Flammrohre auch für eine größere Länge und für einen höheren Dampfdruck widerstandsfähiger zu machen, werden sie nach Fox als gewellte Rohre hergestellt. Die größere Weite, welche man den Wellenrohren geben kann, gestattet es, eine große Rostfläche und einen großen Feuerraum in dem Flammrohre unterzubringen.

Einen Flammrohrkessel mit gewelltem Flammrohr zeigen Fig. 386 und 387. Das Wellenrohr F ist wie ein glattes Rohr aus einzelnen Schüssen zusammengesetzt. Es hat eine lichte Weite von 1,25 m, während in der Wellentiefe der Durchmesser 1,35 m beträgt bei einem Durchmesser des Kessels von 2,20 m.

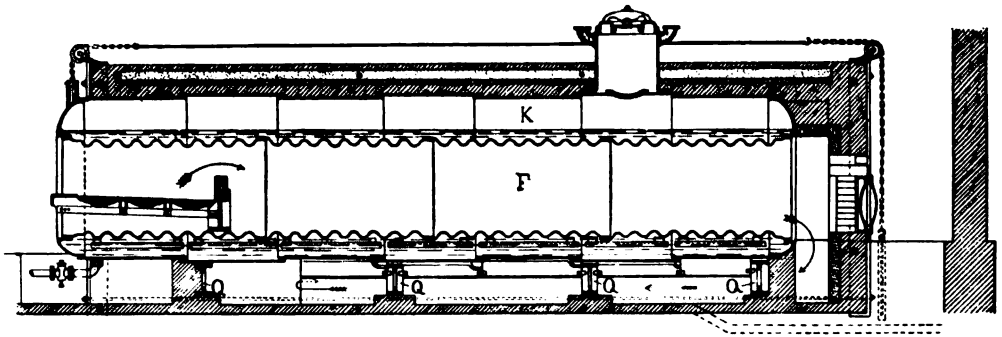


Fig. 386.

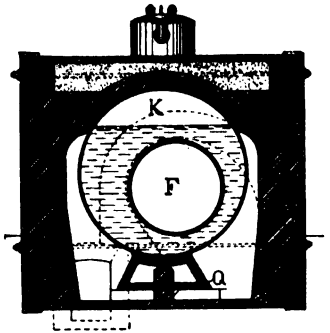


Fig. 387.

Das Flammrohr ist in einem Cylinderkessel K eingebaut. Der Kessel ruht auf vier gußeisernen Tragfüßen Q. Die Heizgase durchziehen, nachdem sie das Flammrohr verlassen haben, in der Pfeilrichtung einen etwas seitlich angeordneten Unterzug, von wo sie in einem der Seitenzüge nach vorn und in dem anderen wieder nach der Esse zurückgeführt werden.

Das Blechwalzwerk Schulz Knaudt A.-G. in Essen, welches diesen Kessel baut, giebt über die Wellenrohre folgende Tabelle:

Bei dem Durchmesser von mm	750/850	800/900	850/950	900/1000	950/1050	1000/1100	1050/1150	1100/1200	1150/1250	1200/1300	1250/1350	1300/1400
Wiegt ein laufender Meter kg	225	240	255	270	285	300	325	350	365	380	405	425
In normaler Blechdicke von mm*)	10	10	10	10	10	10,5	10,5	10,5	10,5	11	11	11
Genügend für einen Betriebsdruck von Atmosphären	13	12	11,5	11	10,5	10,5	10	10	9,5	9	9	9

*) Zur Herstellung von Chamottesteinen verwendet man feuerfesten Thon, welcher mit Chamotte gemengt wird. Chamotte ist scharfgebrannter, feuerfester Thon, welcher bis auf Stückchen in höchstens Erbsengröße zerstampft wird. Chamotte stellt man wohl auch noch als ein Gemenge von $^1/_3$ rohem, feuerfestem Thon und $^2/_3$ gebranntem und zu gröblichem Pulver zerstampftem Thon her.

Als Mörtel zur Verbindung der Chamottesteine verwendet man Thonbrei, in möglichst dünner Schicht aufgetragen.

Die Wellenrohre sind in ihrem Preise höher als glatte Flammrohre. Um den Preisunterschied einigermaaßen auszugleichen, werden von der Fabrik gewölbte Kesselböden geliefert, welche zur Befestigung des Flammrohres umgezogene Krempen haben, sodaß anderweitige Befestigungen sich erübrigen. Fig. 388 zeigt einen derartigen, gewölbten Boden im Schnitt. Diese Böden werden:

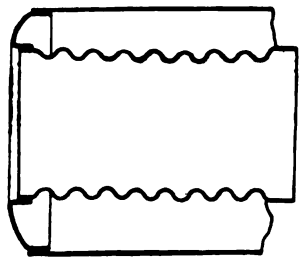


Fig. 388.

für Cylinderkessel bis zu 2,2 m Durchmesser und für einen Dampfdruck bis zu 10 Atmosphären,
und bis zu 1,8 m Durchmesser für einen Dampfdruck bis zu 12 Atmosphären
gebaut.

Die Maschinenfabrik von Jaques Piedboeuf in Aachen hebt als Nachtheil der Wellenrohre hervor: „Die anfänglich gepriesenen Vorzüge der Wellrohrkessel gegenüber dem bekannten Cornwallkessel haben sich indessen im praktischen Betriebe wenig bewahrheitet. Das gewellte Rohr ist zwar gegen äußeren Druck widerstandsfähiger, als das glatte Rohr von gleichem Durchmesser und gleicher Wandstärke. Die Erfahrung hat inzwischen in einer Reihe von Fällen gelehrt, daß Wellrohre in Folge Wassermangels gerade so zusammengedrückt worden sind, wie glatte Rohre. Ohne Wassermangel und darauf folgendes Erglühen sind richtig gebaute glatte Rohre aber noch nie eingedrückt worden."

An Stelle der Einflammrohrkessel benutzt man für größere Heizflächen Zweiflammrohrkessel, d. h. also Cylinderkessel, welche von zwei Flammrohren durchzogen sind. Als Vorzug dieser Kessel wird angegeben, daß die beiden Flammrohre von kleinerem Durchmesser und deshalb auch schwächer sein können, daß sie leichter zu reinigen sind und die Rostfläche auf zwei Rohre sich vertheilt, wodurch bei abwechselnder Beschickung beider Feuer eine bessere Verbrennung erzielt werden soll. Es werden aber auch diese Zweiflammrohrkessel vielfach mit Vorfeuerung gebaut, wobei dann die Flammrohre als erste Feuerungszüge dienen.

Einen Zweiflammrohrkessel mit Innenfeuerung nach Ausführung von Jaques Piedboeuf in Aachen stellen Fig. 389 bis 392 dar. Die beiden Flammrohre F_1 und F_2 werden etwas unter der Mittellinie des Cylinderkessels K in dessen Böden eingenietet, sodaß zwischen ihnen und der Cylinderwand ein genügend großer Raum zum Hindurchkriechen bleibt, wenn der Kessel gereinigt werden soll. Die einzelnen Schüsse des Flammrohres sind von gleichem Durchmesser. Der Kessel ruht auf gußeisernen Füßen Q, zwischen denen auch die Blechwand W befestigt ist, wodurch der Unterzug in zwei Hälften getheilt wird. Während sonst bei Dampfkesseln die Ankerbolzen b durch die Breite des ganzen Mauerwerkes hindurchgeführt werden, greifen sie hier an Lappen l an, die an dem Kesselmantel Außen angenietet sind, sodaß sie wesentlich kürzer sein können. Die Verbindung zwischen dem Dampfraum des Kessels und dem Dampfdom C wird durch ein wagerecht aufgehängtes, durchlöchertes Rohr R hergestellt. Der Dampf muß durch die feinen Löcher des Rohres hindurchtreten, verliert dabei

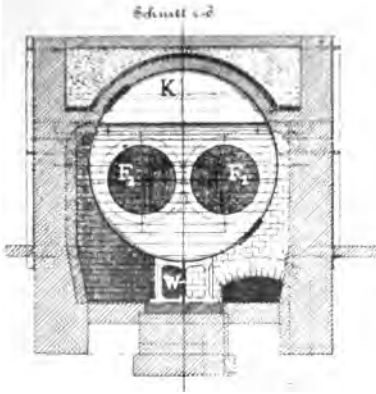


Fig. 389.

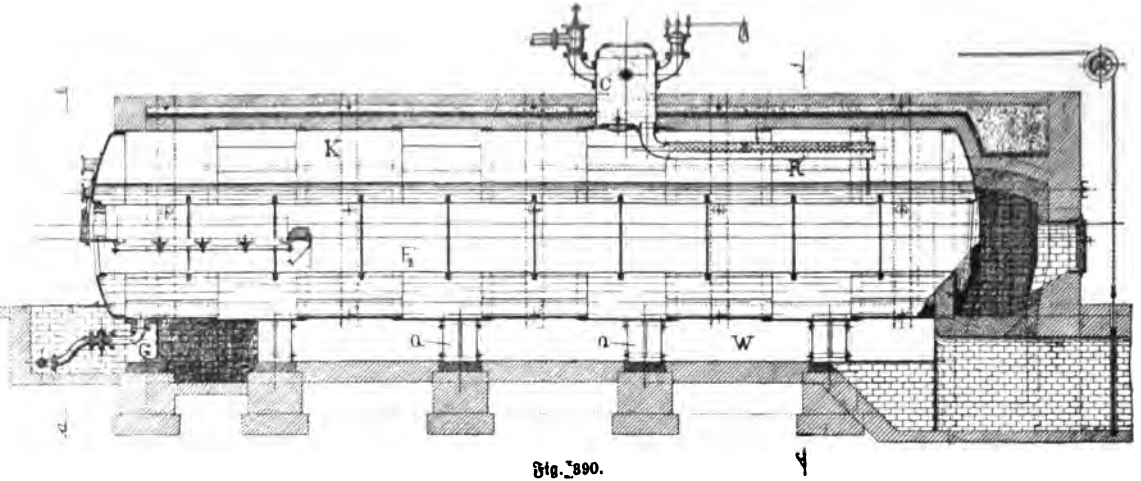


Fig. 390.

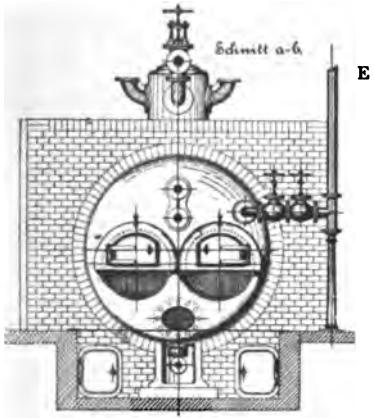


Fig. 391.

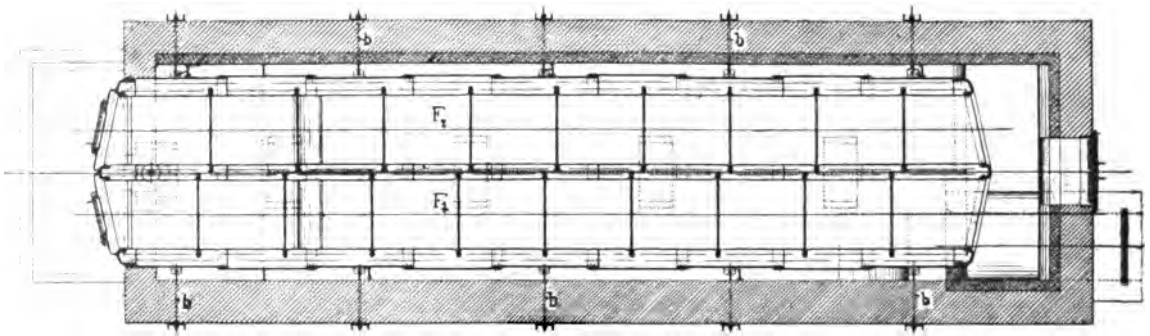


Fig. 392.

einen Theil des mitgerissenen Wassers und gelangt trockener in den Dom. Die Heizgase ziehen durch die Flammrohre zunächst auf der einen Seite des Kessels durch den vereinigten Seiten- und Unterkanal und gelangen alsdann auf der anderen Seite zur Esse. Das Speiserohr E ist an der vorderen Seite des Kessels angeordnet, damit der Heizer die Speiseleitung bedienen kann, ohne daß er seinen Platz zu verlassen braucht. Diese Zweiflammrohrkessel werden von der Fabrik für Heizflächen von 45—125 qm gebaut.

Die Aktien-Gesellschaft H. Pauksch in Landsberg a. W. baut Zweiflammrohrkessel mit Flammrohren, wie wir sie bei der Kesselanlage Fig. 382 und 383 kennen gelernt haben, in Größen nachstehender Tabelle:

Heizfläche	Länge des Kessels	Durchmesser des Kessels	Größter Durchmesser der Feuerrohre	Kleinster Durchmesser der Feuerrohre
qm	mm	mm	mm	mm
50	6800	1900	700	550
55	7450	1900	700	550
60	7550	2000	750	600
65	8150	2000	750	600
70	8200	2100	800	650
75	8800	2100	800	650
80	9350	2100	800	650
85	9350	2200	850	700
90	9900	2200	850	700
100	10 500	2300	900	750

Zweiflammrohrkessel werden häufig in Verbindung mit zwei Vorwärmern gebaut, welche das kalte Speisewasser durchströmen muß, bevor es in den Kessel gelangt. Das Wasser wird an dem Ende eines der beiden Vorwärmer eingeführt, durchströmt diesen und den zweiten Vorwärmer der ganzen Länge nach und gelangt dann, bis zur Siedehitze vorgewärmt, in den Kessel. Die überschüssige Wärme der Heizgase kann auf diese Weise, namentlich bei verstärktem Kesselbetrieb, zum Theil wieder gewonnen werden.

Um die Flammrohre gegen äußeren Druck widerstandsfähiger zu machen, werden Verankerungen aller Art benutzt, oder es werden, wie wir wissen, gewellte Flammrohre angewendet. Eine besondere Art eines Absteifungsmittels für Flammrohre bieten die sogenannten Galloway- (sprich: Gallohweh) Rohre. Ein Flammrohrkessel dieser Art ist nach Ausführungen der Maschinenfabrik von Moritz Jahr in Gera in Fig. 393 bis 395 wiedergegeben. Quer durch das Flammrohr F sind Rohre y als Steifen eingesetzt, durch welche das Wasser des Kessels circulirt. Das Eigenthümliche dieser Rohre besteht darin, daß sie von konischer Form sind. Um sie einzusetzen, muß das Flammrohr an zwei gegenüberliegenden Stellen Löcher von verschiedener Größe haben. Eines der Löcher ist so groß, daß das enge Rohrende mit seinem Flansch hindurchgesteckt werden kann. Es setzt sich dieser Flansch auf der inneren Seite des Flammrohres auf, während der zweite Flansch an dem weiteren Ende des konischen Rohres gegen den äußeren Umfang des Flammrohres sich legt. In dieser Weise werden die einzelnen Rohre

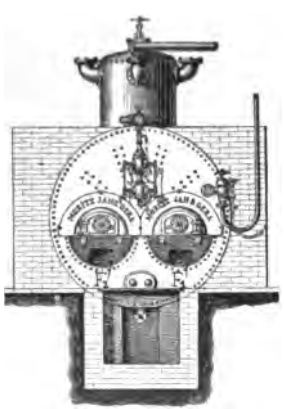


Fig. 893.

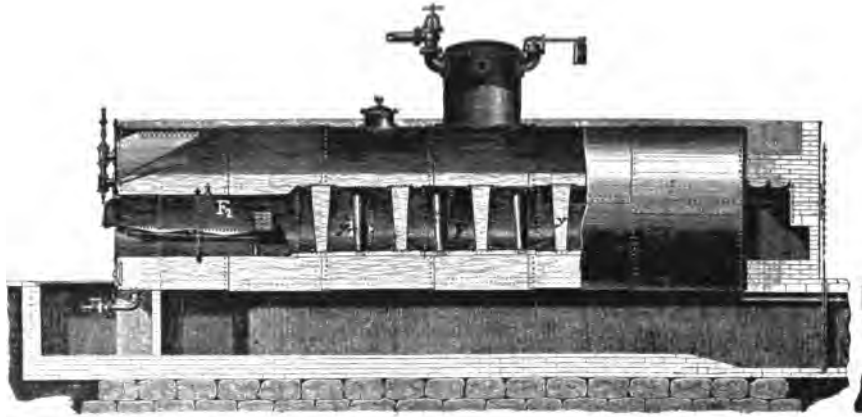


Fig. 894.

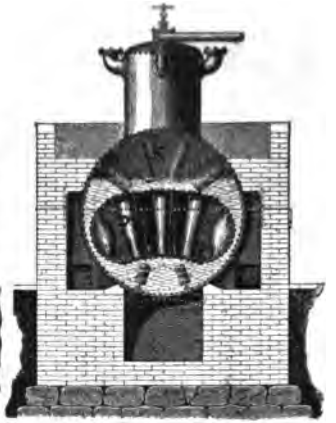


Fig. 895.

in das Flammrohr eingenietet und mit ihm verbunden. Nicht nur eine vortheilhafte Versteifung für die Flammrohre bilden diese Gallowayröhren, sie vergrößern auch die Heizfläche des Kessels und gestatten eine schnellere Circulation des Wassers und ein leichteres Aufsteigen der Dampfbläschen. Man kann jede von den Zweiflammrohren mit Gallowayröhren versehen oder, wie bei dem dargestellten Kessel, die beiden Flammrohre F_1 und F_2 hinter dem Feuerungsraume zu einem gemeinsamen Rohr vereinigen, welches die Gallowayröhren aufnimmt. An der Uebergangsstelle von dem Doppelrohr und zwar unmittelbar hinter der Feuerbrücke findet dabei eine Querschnittsverengung statt, durch welche eine innigere Vermischung der Heizgase beabsichtigt wird. Die Heizgase treten aus dem Flammrohre zunächst in zwei Seitenzüge und ziehen dann durch einen gemeinsamen Unterzug nach der Esse.

Bei Kesseln von 54—96 qm Heizfläche werden 20—33 Gallowayröhren benutzt.

Die Gallowayröhren können nicht einen so großen Durchmesser haben, daß sie gründlich von Kesselstein befreit werden könnten. Da aber ihre Wände stets in annähernd senkrechter Richtung verlaufen, so ist die Gefahr, daß sich Kesselstein an ihnen absetzt, keine große. Wo das Speisewasser vorher gereinigt

wird, ist sie aber ganz zu vermeiden. Einen großen Vortheil bieten die Kessel mit Gallowayröhren dadurch, daß sie eine Versteifung des Flammrohres bilden, die es ermöglicht, Flammrohre von geringer Wandstärke zu verwenden.

Anstatt der konischen Gallowayröhren verwendet man in den Flammrohren zuweilen auch einfache cylindrische Querrohre. Zur Versteifung können diese Querrohre nicht beitragen, weil sie nur durch Auswalzen ihrer Enden und durch Verstemmen derselben mit den Flammrohren verbunden werden. Zur Vergrößerung der Heizfläche tragen auch sie, wie die Gallowayröhren, bei.

Ebenso wie man einen Ober- und einen Unterkessel bei Cylinderkesseln anordnet, so kann man auch zwei Flammrohrkessel über einander legen, sobald große Heizflächen erforderlich sind und es an Raum fehlt, um zwei Kessel neben einander aufzustellen. Beide Kessel verbindet man dann durch Rohrstutzen, aber während der untere ganz mit Wasser gefüllt wird, enthält der obere allein den Dampfraum. Der Wasserraum ist in Folge dessen im Verhältniß zum Dampfraum ein sehr großer. Naturgemäß wird nur der Unterkessel mit einer Feuerung versehen. Die Feuergase werden aus dem Flammrohr des Unterkessels zunächst durch das Flammrohr des Oberkessels geführt und dann durch Seitenzüge um die äußeren Cylinderwandungen.

Heizröhrenkessel oder Rauchröhrenkessel.

Man kann sich diese Kesselart aus einem Flammrohrkessel entstanden denken, der anstatt zweier Flammrohre von größerem Durchmesser eine ganze Anzahl Röhren von kleinerem Durchmesser erhalten hat. Solche Heizröhrenkessel [illegible] namentlich für Lokomobilen und Lokomotiven in Gebrauch. Sie haben vor den Flammrohrkesseln den Vorzug, daß eine große innere Heizfläche bei geringer Wandstärke der Rohre geschaffen werden kann. Auch muß sich der Gasstrom in sehr viel einzelne Ströme theilen, sodaß eine bessere Ausnutzung seiner Wärme möglich ist. Man pflegt den Heizröhren dieser Kessel einen äußeren Durchmesser von 60—90 mm zu geben und eine Wandstärke von etwa 3 mm. Die Röhren werden durch Walzen oder Ziehen aus Kupfer, Messing oder Stahl gefertigt. Ihre Länge soll in einem gewissen Verhältniß zu ihrem Durchmesser stehen, und sie wirken um so vortheilhafter, je kleiner ihr Durchmesser ist.*) Je enger aber

*) Es heißt in H. v. Reiche, „Anlage und Betrieb der Dampfkessel II“:

„Wenden wir das Verhältniß für Flammrohre

$$\frac{\text{Heizfläche}}{\text{Zugquerschnitt}} = 80$$

an und bezeichnen wir den inneren Durchmesser der Röhre mit D und ihre Länge mit L, so wird

$$\frac{D^2\pi}{4} = \frac{D\pi l}{80} \quad \text{und}$$

$$L = 20\,D.“$$

„Diese Länge ist indeß so gering, daß man mit ihr nur in den seltensten Fällen die nöthige Heizfläche erzielen kann.“

„Man geht deshalb sehr häufig über sie hinaus, und zwar findet man bei Lokomobilen gewöhnlich $L = 40\,D$, zuweilen sogar $L = 65\,D$, bei Lokomotiven dagegen ist $L = 80\,D$ und darüber nicht selten. Bei stationären Kesseln mit weiten Rohren $L = 45\,D$.“

die Röhren sind, desto schwerer sind sie nicht nur an ihrem inneren Umfang von Flugasche und Ruß zu reinigen, sondern namentlich an ihrem äußeren Umfange vom Kesselstein, zumal dann, wenn die Arbeit im Inneren des Kessels verrichtet werden muß. Man hat deshalb bei den Kesseln der Lokomobilen und Lokomotiven das ganze Rohrbündel so vereinigt, daß es aus dem Kessel herausgezogen werden kann.

Einen einfachen Heizröhrenkessel, wie ihn die Aktien-Gesellschaft H. Pauksch in Landsberg a. W. liefert, zeigen Fig. 396 und 397. Zu beiden Seiten der senkrechten Mittellinie eines cylindrischen Kessels K sind die Heizröhren h in zwei

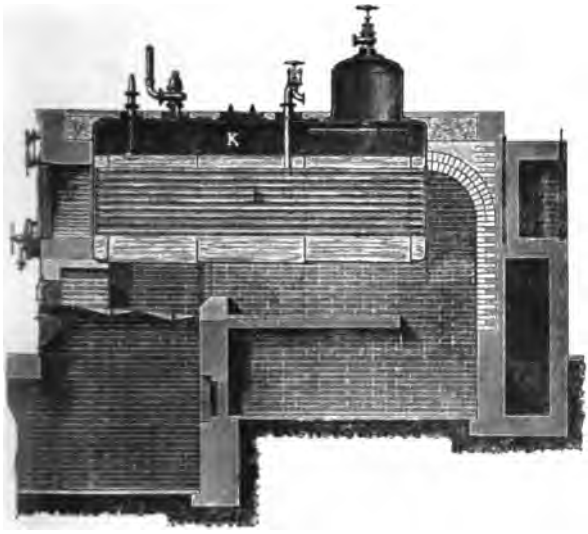


Fig. 396.

Fig. 397.

Gruppen so eingesetzt, daß man zum Zwecke der Reinigung zwischen beiden hindurchkriechen kann. Die Enden der Heizröhren werden in den stärkeren Flachböden des Kessels durch Umbördelung befestigt. Die Heizgase, welche in der Unterfeuerung sich entwickeln, bestreichen zuerst den unteren Theil des Kessels, ziehen alsdann durch die Heizröhren nach vorn und durch zwei Seitenzüge zur Esse zurück. Der Raum U vor der vorderen Mündung der Heizröhren, durch welchen die Gase in die Seitenzüge gelangen, ist mit einer Thür abgeschlossen, welche es möglich macht, von vorn her das Innere der Heizröhren von Flugasche und Ruß zu reinigen.

Bei der Herstellung von Heizröhrenkesseln bietet das Einsetzen der Röhren am meisten Schwierigkeiten, häufig geschieht es durch eine Art von Walzarbeit, wozu ein besonderes Werkzeug nöthig ist. Die genannte Fabrik verstärkt die schmiedeeisernen Röhren an ihren Enden durch einen hart aufgelöteten Ring. Beide Enden werden alsdann schwach konisch abgedreht, in gleicher Weise sind

auch die Löcher in beiden Kesselböden konisch bearbeitet. Werden die Röhren in dieser Weise mit ihren konischen Enden genau eingepaßt und in die konischen Löcher eingeschliffen, dann soll sich jedes weitere Dichten der Verbindungsstellen durch Verstemmen oder Vernieten erübrigen. Bei dieser Befestigungsart lassen sich die Röhren leicht herausnehmen und wieder einsetzen. Diese Kessel werden von der Fabrik in nachstehenden Größenverhältnissen geliefert:

Heizfläche qm	Kesselgröße in m		Röhren	
	Länge	Durchmesser	Zahl	Durchmesser in mm
19,7	1,840	1,255	40	65
26,2	2,470	1,255	40	65
29,5	2,780	1,255	40	65
32,8	3,100	1,255	40	65
38,4	2,780	1,410	54	65
42,7	3,100	1,410	54	65
47,4	3,100	1,570	58	65
50,7	3,100	1,570	54	78
60,9	3,730	1,570	54	78
67,0	3,100	1,725	74	78

Heizfläche qm	Kesselgröße in m		Röhren	
	Länge	Durchmesser	Zahl	Durchmesser in mm
71,0	4,360	1,570	54	78
80,4	3,730	1,725	74	78
83,7	3,100	1,885	94	78
93,8	4,360	1,725	74	78
100,4	3,730	1,885	94	78
107,0	4,980	1,725	74	78
117,0	4,360	1,885	94	78
120,4	5,610	1,725	74	78
133,5	4,980	1,885	94	78
150,2	5,610	1,885	94	78

v. Reiche*) sagt über die Heizröhrenkessel mit Unterfeuerung, daß alle Bemühungen, die Ablagerungen von Schlamm und Kesselstein an den Feuerplatten zu verhindern, vergeblich gewesen sind, und daß es auch ein Fehler gewesen sei, Heizröhren von 5 m und darüber zu verwenden, weil diese sich bei zu großer Länge durchbiegen. Für schwachen Betrieb seien diese Kessel zu theuer und für stärkeren zu reparaturbedürftig.

Ein einfacher Heizröhrenkessel mit untergelegter Tenbrink-Feuerung wird — entsprechend den Figuren 398 und 399 — von der Maschinenfabrik Eßlingen in Eßlingen geliefert. Die Heizgase ziehen zuerst um die untere Hälfte des Kessels, dann durch die Heizröhren nach vorn und gelangen schließlich durch einen Zug, der über dem Kessel angelegt ist, um dort zwei Vorwärmer zu bestreichen, in die Esse. Der obere Theil des Kessels, der den Dampfraum bildet, ist mit Mauerwerk abgedeckt, sodaß die Heizgase des oberen Zuges mit ihm nicht in direkte Berührung kommen können. Die beiden Vorwärmer sind mittelst Schellen an den I-Trägern des Deckengewölbes aufgehängt. Ihnen wird das Speisewasser zugeführt und sie geben es vorgewärmt an den Kessel ab. Die Fabrik hebt ausdrücklich hervor, daß die Kessel ein gutes, steinfreies Wasser beanspruchen.

*) Eine ausführliche Besprechung der neueren Schiffskessel befindet sich in dem Aufsatz von C. Busley in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure", Jahrg. 1896.

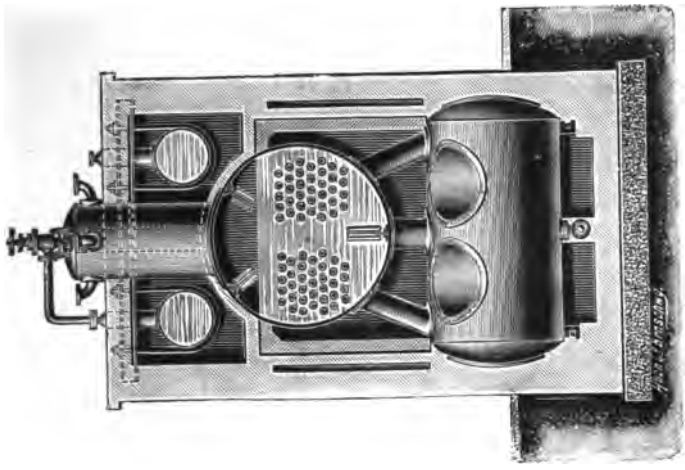


Fig. 399.

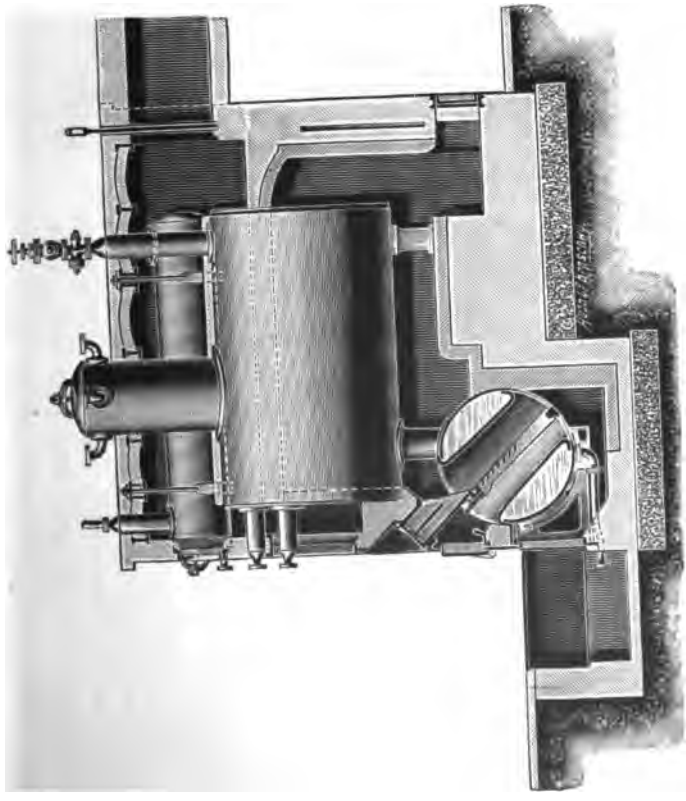
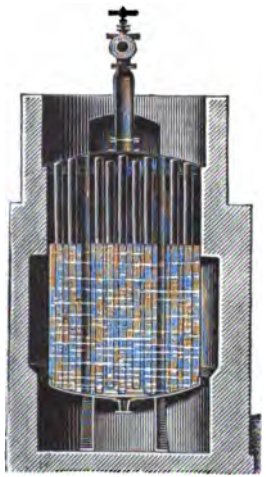


Fig. 398.

Fig. 400 bis 402 zeigen einen Heizröhrenkessel der Friedrich-Wilhelms-Hütte in Mülheim an der Ruhr. Es ist dieser der als Dupuis- (sprich: Düpüih) Kessel bezeichnete vereinigte Cylinder- und Heizröhrenkessel. An dem hinteren Ende des wagerechten Cylinderkessels setzt sich ein senkrechter Cylinderkessel an, in welchem die Heizröhren senkrecht eingesetzt sind. Der Raum über dem Röhrenkessel ist mittelst eines eisernen Deckels verschlossen. Die Heizgase umziehen von der Unterfeuerung aus zunächst den Walzenkessel und gelangen am Ende desselben unter den Röhrenkessel. Durch die Heizröhren ziehen sie nach der Esse ab. Das Speisewasser wird dem Cylinderkessel zugeführt, während der Dampf aus dem oberen Theil des Röhrenkessels entnommen wird. Da dieser Theil von Heizröhren durchzogen wird, so wird der Dampf getrocknet.

Schnitt EF.



Schnitt CD.

Fig. 400.

Längenschnitt.

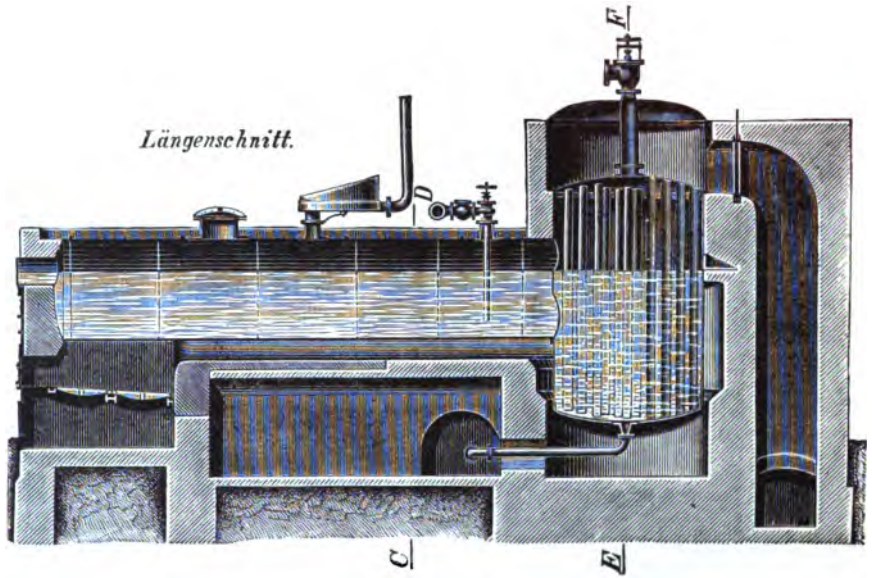


Fig. 401.

Grundriss.

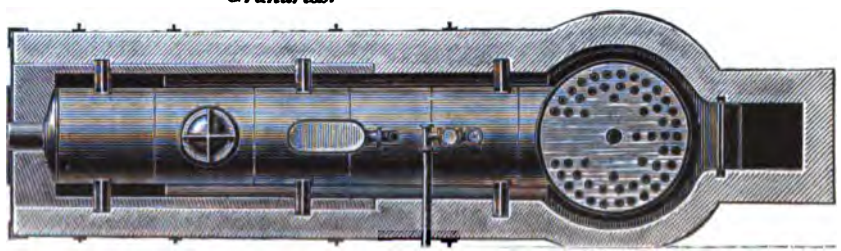


Fig. 402.

Schnitt c–d.

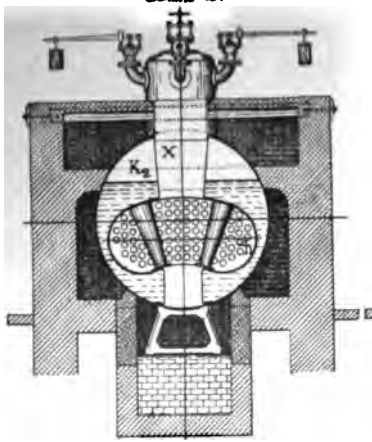


Fig. 403.

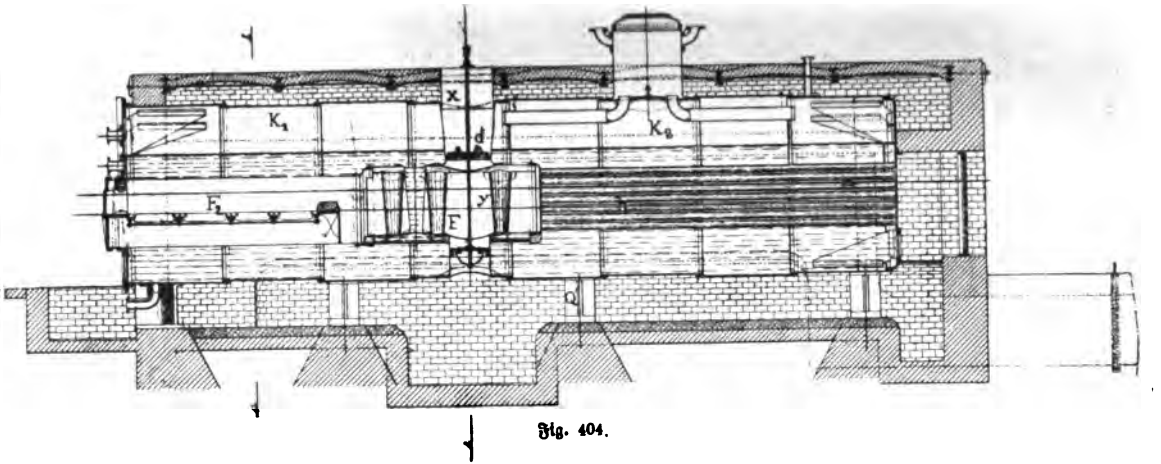


Fig. 404.

Schnitte–f.

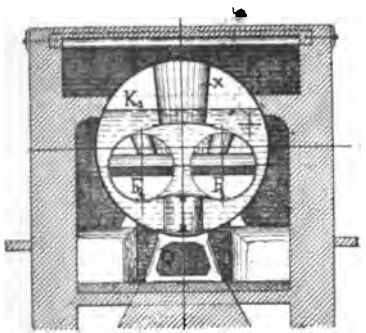


Fig. 405.

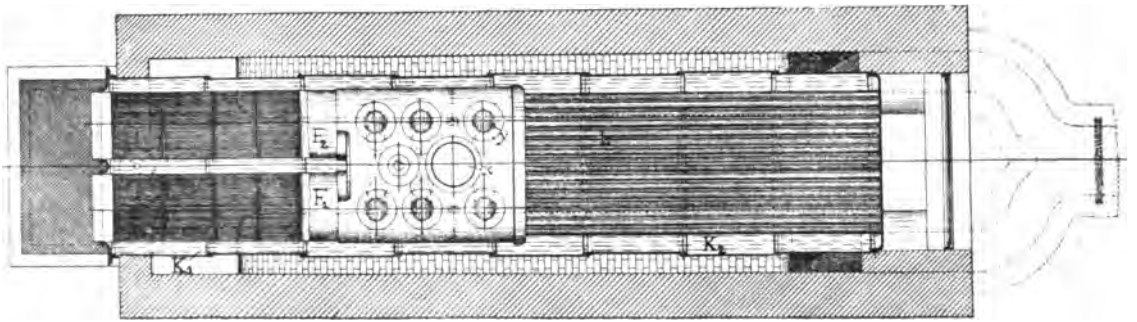


Fig. 406.

Als Heizröhrenkessel seien hier auch die Fairbairn- (sprich: Fährbärn) Kessel genannt. Einen solchen nach Ausführung von Jaques Piedboeuf in Aachen stellen Fig. 403 bis 406 dar. Der Kessel zeigt eine Vereinigung eines Flammrohrkessels K_1 mit einem Heizröhrenkessel K_2. Die beiden Flammrohre F_1 und F_2, in welchen je ein Feuerraum untergebracht ist, vereinigen sich hinter den Feuerbrücken zu einem gemeinsamen Flammrohr F, das von Gallowayröhren y abgestützt ist, wie bei dem Kessel Fig. 393 bis 395. Die Heizröhren h bilden die Verlängerung dieses Flammrohres und sind zwischen diesem und dem hinteren Kesselboden eingesetzt. Die auf beiden Rosten erzeugten Feuergase durchziehen zunächst das Flammrohr, in welchem sie zwei Querwände, welche seitlich eingeschoben werden können, umziehen, damit sie innig vermischt werden; so gelangen sie in die Heizröhren und darauf nach den zwei Seitenzügen, um, vereinigt durch den Unterzug, abgeführt zu werden.

Zur Reinigung von Flugasche und Ruß ist ein cylindrischer Rohrstutzen, der sogenannte Fahrlochstutzen X durch den Kessel in das Flammrohr geführt. Während des Betriebes ist er von einem Deckel d, oberhalb des Flammrohres, verschlossen. Zum Zwecke der Reinigung wird dieser Deckel vom Heizerstande aus mittelst Zugkette angehoben, sodaß die Feuergase nunmehr einen direkten Weg nach dem Zug finden. Da die Heizröhren dadurch außer Betrieb gesetzt sind, so können sie mittelst einer der Rohrreinigungs-Vorrichtungen mechanisch gereinigt oder mittelst Dampf ausgeblasen werden. Nach beendigter Reinigung wird der Kessel wieder in Betrieb gesetzt, sobald der Deckel d des Fahrlochstutzens in die bezeichnete Schlußstellung gebracht wird.

Diese Kessel werden von der Fabrik für 80—200 qm Heizfläche gebaut.

Reine Heizröhrenkessel kommen für stationäre Dampfkessel-Anlagen selten zur Anwendung. Gewöhnlich werden sie in Verbindung mit anderen Kesselarten gebaut. Da der Raum zur Aufstellung eines Kessels meistens nach der Höhe viel billiger ist als nach der Breite, so werden Flammrohrkessel mit Röhrenkessel vielfach in der Weise vereinigt, daß der Röhrenkessel über den Flammrohrkessel gelegt wird. Beide Kessel können alsdann getrennten Wasser- und Dampfraum haben, oder der obere Heizröhrenkessel enthält den Dampfraum allein. Ueber letztere Anordnung äußert sich von Reiche*): „Die Dampfblasen, welche bei der heftigen Dampfentwickelung im Flammrohrkessel entstehen, müssen diesen seiner ganzen Länge nach durchstreichen, um durch den Verbindungsstutzen in den Oberkessel zu gelangen. Dabei entstehen starke Wallungen in dem Unterkessel und der Dampf wird naß".

Der hintere Verbindungsstutzen giebt eine Veranlassung, daß der Schlamm und Kesselstein an der hinteren Wand des Oberkessels sich stark ablagern. Die genannten Uebelstände zeigen die Kessel mit getrenntem Wasser- und Dampfraum nicht.

---

*) von Reiche, „Anlage und Betrieb der Dampfkessel".

Ein derartiger Kessel ist der von Moritz Jahr in Gera — entsprechend Fig. 407 und 408 — gebaute Kessel. Der untere Zweiflammrohrkessel K_1 ruht auf eisernen Füßen Q, über diesem ist der Heizröhrenkessel K_2 gelagert und durch einen Rohrstutzen B am hinteren Ende mit ihm verbunden. Dieser

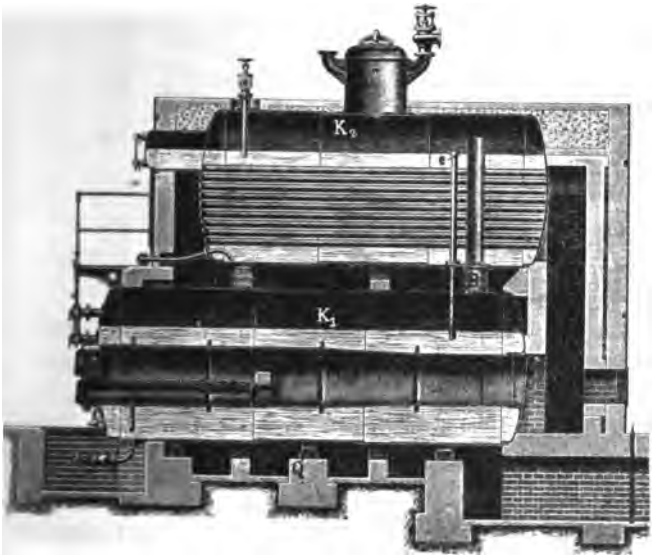


Fig. 407.

Fig. 408.

Stutzen verbindet aber nur die beiden Dampfräume der Kessel. Das Wasser des Oberkessels fließt durch ein besonderes Ueberfallrohr e, das durch den Verbindungsstutzen B hindurch geht, von dem Oberkessel in den Unterkessel. Der Oberkessel wird gespeist und muß sonach stets den richtigen Wasserstand haben, sobald der Unterkessel einen genügenden Wasserstand zeigt. Der Unterkessel verdampft doppelt soviel Wasser als der Oberkessel; er ist auch länger als dieser, jedoch nicht länger als 6 m, während der Oberkessel 3—$3^1/_2$ m lang ist.

In den vorn erweiterten Flammrohren sind die Feuerungen untergebracht. Die Heizgase steigen von den Flammrohren aus in einem senkrechten Kanal nach oben, durchziehen die Heizröhren und nachdem sie den Oberkessel und Unterkessel umspült haben, ziehen sie unter letzterem nach der Esse ab.

Diese Kessel werden von der Fabrik bis 300 qm Heizfläche gebaut.

In Fig. 409 und 410 ist ein mit einem Flammrohr vereinigter Heizröhrenkessel von Jaques Piedboeuf in Aachen dargestellt. Die Wasserräume von beiden werden durch einen Rohrstutzen von 600—700 mm Durchmesser am hinteren Ende mit einander verbunden, welcher bis in den unteren Wasserraum hineinreicht und etwa 200 mm über den Flammrohren endet. Unterkessel und Oberkessel haben

besondere Dampfräume. Der sich beim Heizen im Unterwasserkessel entwickelnde Dampf sammelt sich oberhalb des Wasserspiegels in diesem an und drückt ihn

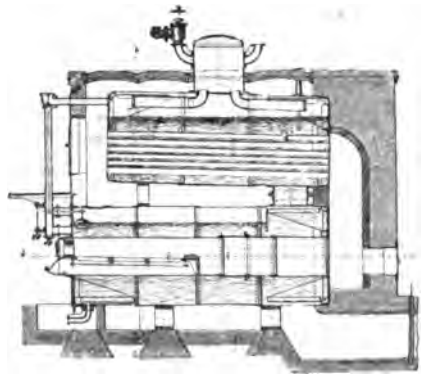


Fig. 409.

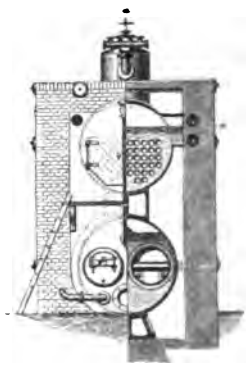


Fig. 410.

herunter. Bevor er die untere Kante des Verbindungsstutzens erreicht, wird durch einen Schwimmer das Ventil eines Verbindungsrohres zwischen dem Dampfraum beider Kessel geöffnet, und der Dampf entweicht nach dem Oberkessel. Die Speisung kann entweder im Ober- oder im Unterkessel erfolgen; letzteres ist vorzuziehen, weil alsdann die Verunreinigungen des Wassers in dem Unterkessel sich absetzen.

Diese Kessel werden von der Fabrik für 100—210 qm Heizfläche gebaut.

Wasserröhrenkessel.

Je kleiner der Wasserraum eines Dampfkessels ist, und je weniger Wasser ausströmen kann, falls ein Leck im Kessel entsteht, desto geringer ist die Gefahr für die Kesselbedienung. Wenn wir daran denken, daß das Wasser, welches über seinem Siedepunkt hinaus erhitzt ist, mit einem Mal sich zu Dampf verwandelt, sobald es aus dem Kessel austreten kann, und daß dieser Dampf einen ungefähr 1700mal größeren Raum ganz plötzlich auszufüllen bestrebt ist, so leuchtet es ein, daß ein Dampfkessel mit großem Wasserraum eine große Gefahr für das Leben der Menschen bildet. Das Bestreben ging deshalb dahin, den gesammten Wasserraum des Kessels in eine große Anzahl einzelner Räume zu theilen. Zugleich aber wollte man auch den Wasserraum des Kessels auf das nothwendigste Maaß einschränken und die Heizfläche vergrößern. Wir wissen bereits, daß mit Einschränkung des Wasserraumes bei wechselndem Kraftbedarf auch die Dampfspannung eine schwankende wird. Sobald man aber die Heizfläche derartig vergrößern kann, daß eine schnellere Dampfentwickelung möglich ist, dann kann auch bei wechselndem Kraftbedarf die erforderliche größere Dampfmenge durch schnellere Verdampfung wieder ersetzt werden.

Einen Kessel herzustellen, welcher den vorstehenden Grundsätzen entsprach, gelang zuerst dem Belgier Bellville. Anstatt des cylindrischen Kessels verwendete er eine große Anzahl Röhren, sodaß der größte Theil des Wassers in diesen Röhren untergebracht wurde. Dadurch zerlegt er die ganze Wassermenge in einzelne Wasserstrahlen, welche alle von einer eisernen Heizfläche umgeben waren. Offenbar kann aber eine Wassermenge, welche über der Heizfläche in geringer Stärke vertheilt ist, schneller verdampft werden, als eine in einem großen Cylinder angesammelte Wassermenge. Aber auch die Gefahr, welche ein Röhrenkessel dieser Art bietet, ist durch seine geringe Wassermenge eine geringere. Platzt ein Rohr auf, so kann zwar noch genügend Wasser ausströmen, um Unheil anzurichten, immerhin aber weniger als beim großen Cylinderkessel, und kann man die Röhren eng genug wählen, dann kann die Gefahr für Leben und Gesundheit der Bedienenden vollständig beseitigt werden. Man hat deshalb die Wasserröhrenkessel dieser Art auch als Sicherheitsröhrenkessel bezeichnet.

Alle Wasserröhrenkessel bieten aber auch den Vortheil, daß man mit geringeren Wandstärken auskommt als bei Cylinderkesseln, weil die Röhren von kleinem Durchmesser sind und deshalb einen entsprechend größeren Druck aushalten können als die Cylinderkessel. Man ist sonach im Stande, ohne übermäßig große Wandstärken zu erhalten, Dampfkessel herzustellen, die einem sehr hohen Druck Widerstand leisten. Da diese Röhrenkessel einen wesentlich kleineren Raum erfordern als andere Dampfkessel, und da sie schon deswegen und wegen ihres geringen Gewichtes leichter transportfähig sind, so haben sie namentlich als Schiffskessel eine große Anwendung gefunden.

Dem gegenüber haben die Wasserröhrenkessel den Nachtheil, daß bei ihrem geringen Wassergehalt die Druckschwankungen groß sind, wenn die Dampfentnahme sehr wechselt. Ein Wasserröhrenkessel besteht auch aus einer viel größeren Anzahl einzelner Theile als ein Cylinderkessel, und er erfordert deshalb eine große Anzahl Dichtungsstellen, welche schadhaft werden können.

Bei der Herstellung von Wasserröhrenkesseln darf nicht vergessen werden, daß die Dampfblasen, die sich entwickeln, aus allen Röhren, welche den Heizgasen ausgesetzt sind, schnell entweichen müssen, weil andernfalls die Röhren an diesen Stellen leicht sich erhitzen und krumm werden. Man sollte schon aus diesem Grunde einen Wasserröhrenkessel nicht so stark in Anspruch nehmen als einen Cylinderkessel, und also seine Heizfläche größer wählen als bei letzterem. Weil aber die gesammte Heizfläche des Wasserröhrenkessels in einem kleineren Raume unterzubringen ist, so ist auch darauf zu achten, daß die Röhren sorgfältig so vertheilt werden, daß die Heizgase hinreichende Gelegenheit finden, ihre Wärme abzugeben und nicht unbenutzt, d. h. mit zu hoher Temperatur in die Esse entweichen.

Wir wollen zwei Arten von Wasserröhrenkessel bei der Besprechung von einander halten:

Weitröhrige Wasserröhrenkessel und
Engröhrige Wasserröhrenkessel.

Die weitrährigen Wasserröhrenkessel können nach Art der Verbindung der einzelnen Röhren unter sich und mit dem Dampfsammler unterschieden werden. Hiernach werden die Kessel in drei Gruppen getheilt:

1. Kessel, bei denen die einzelnen Rohre durch Kappen mit einander verbunden sind;

2. Kessel, bei denen die einzelnen Rohrreihen durch Kammern mit einander verbunden sind;

3. Kessel, bei denen die einzelnen Rohre durch eine oder zwei Dampfkammern verbunden sind.

1. Kessel, bei denen die einzelnen Rohre durch Kappen mit einander verbunden sind. Hierher gehören alle Kessel, welche nach Art des Root'schen (sprich: Ruth) gebaut werden, eines Wasserröhrenkessels, wie er zuerst in Amerika zur Ausführung kam. Fig. 411 und 412 zeigen eine Ausführungsform dieser Kesselart von Walther & Cie. in Kalk bei Köln. Die Röhren, aus denen der Kessel sich zusammensetzt, haben einen Durchmesser von 100—127 mm und eine Länge von 2,84—4 m. Sie werden parallel zu einander und nach hinten geneigt angeordnet, und die einzelnen Rohrreihen werden gegen einander versetzt. Jedes Rohr ist sowohl vorn wie hinten in einen Kopf von Gußstahl eingeschraubt, welcher stets zwei Rohre kappenartig übergreift und mit einander verbindet. In dieser Weise sind die Rohre jeder Reihe mit den Röhren der nächstfolgenden in Verbindung gebracht, sodaß sich Reihen von schraubenförmig mit einander verbundenen Röhren bilden. Die oberste dieser Rohrreihen ist ebenfalls mittelst Kappenverbindung an dem Dampfsammler D angeschlossen, der oberhalb der Röhren und quer zu denselben lagert. In derselben Weise sind die untersten Enden der Röhren mit dem Schlammsammler S, der an tiefster Stelle des Kessels quer zu den Röhren liegt, durch Kappen verbunden.

Die schräge Lage der Röhren soll vor Allem das Aufsteigen der Dampfblasen begünstigen. Da aber das Gemisch von heißem Wasser und Dampf, welches in jedem Rohre sich bildet, einen Zickzackweg nach oben zu durchlaufen hat, so kann bei dieser Kesselart die Bedingung der schnellen Dampfableitung nur schlecht erfüllt werden. Die Dampfblasen des tiefer liegenden Rohres können wohl schnell bis zur obersten Stelle in demselben Rohr aufsteigen, da sie aber durch das nächste höherliegende Rohr hindurch müssen, so ist dessen nach hinten geneigte Lage dem Aufsteigen der Dampfblasen hinderlich, und die Dampfblasen, die sich in diesem Rohre selbst entwickeln, treten ebenfalls hindernd den aufsteigenden Dampfblasen entgegen. So entsteht eine starke Wallung in dem Kessel, bei welcher Wasser mit Dampf so stark vermischt werden, daß ein sehr nasser Dampf sich bildet. Damit dieser einen Theil seiner Feuchtigkeit verliert, bevor er in den Dampfsammler gelangt, wird der Wasserstand in dem Kessel so tief angenommen, daß die oberen Enden eines Theiles der von Heizgasen umspülten Rohre von Wasser frei bleiben, sodaß das mitgerissene Wasser hier nachträglich verdampft werden kann.

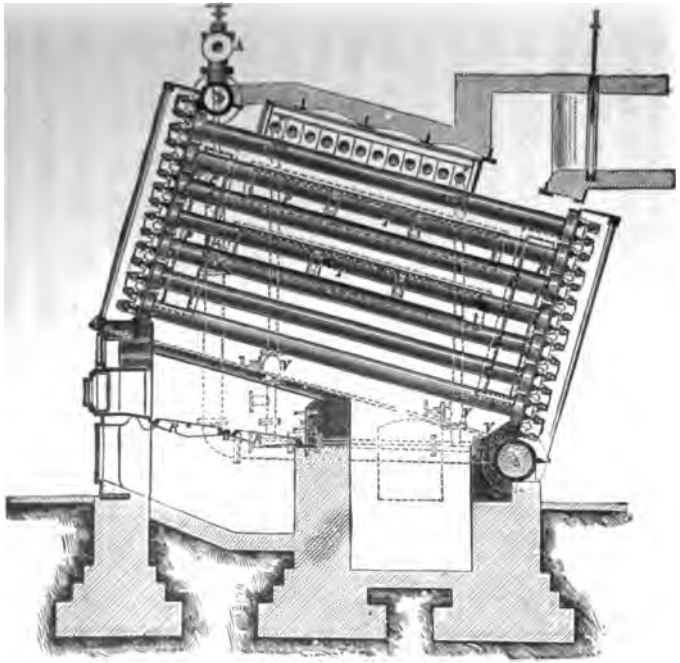


Fig. 411.

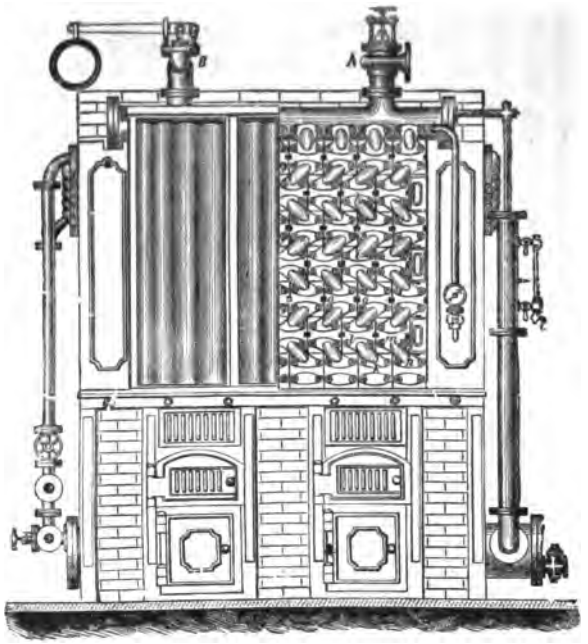


Fig. 412.

Die Feuerung wird unter den vorderen Enden der Röhren angelegt und zwar je nach Breite des Kessels ein Feuer oder mehrere. Die Heizgase bestreichen zuerst die untersten Rohre, steigen dann nach vorn auf und ziehen über die obersten Rohre hinweg nach hinten in die Esse. Der Feuerraum wird durch zwei, zwischen die Rohrreihen eingelegte Platten P so getheilt, daß die Heizgase den genannten Weg innehalten müssen. Hinter der Feuerbrücke legt man einen besonderen Aschenraum an, in welchem die Flugasche sich ansammelt und von einer Einsteigethür aus entfernt werden kann.

Das Speisewasser wird dem Schlammsammler S an der tiefsten Stelle des Kessels zugeführt und steigt in allen Röhren

gleichzeitig auf. Oft wird, wie bei dem dargestellten Kessel, das Speisewasser zunächst durch einen Vorwärmer geführt, der hinter dem Dampfsammler, oberhalb der Röhren, angeordnet ist. Durch Oeffnen des Ventils V wird das Speisewasser dem Vorwärmer zugeführt und von dort durch ein abfallendes Rohr der tiefsten Stelle des Kessels. Das Dampfabsperrventil A und das Sicherheitsventil B sind auf dem Dampfsammler angebracht.

Bei diesen, wie bei allen Wasserröhrenkesseln dieser Art, ist eine große Aufmerksamkeit den Dichtungsstellen zwischen den Kappen und den Rohrköpfen zuzuwenden. Weil aber die einzelnen Rohre zum Zwecke der Reinigung leicht auszuwechseln sein müssen, werden Metallpackungen zur Dichtung bevorzugt. So werden konische Ringe zur Packung benutzt, die nach beiden Seiten hin konisch sind und mit ihren konischen Enden in die Rohre und die Kappen sich einlegen. Durch Anziehen der Verbindungsschrauben dichtet der Doppelkonus nach beiden Seiten hin ab.

Um den Wasserraum zu vergrößern und trockeneren Dampf zu erzeugen, pflegt man diese Kessel auch mit einem oder zwei Oberkesseln zu versehen, welche von den Heizgasen nicht bestrichen werden.

2. Kessel, bei denen die einzelnen Rohrreihen durch Kammern mit einander verbunden sind. Als Vertreter dieser Gruppe sei der Babcock- und Wilcox-Wasserröhrenkessel erwähnt, der zuerst in Amerika Verwendung fand. Die bei uns beliebteste Ausführungsform ist in Fig. 413 wiedergegeben. Sie unterscheidet sich von der in Amerika gebräuchlichen dadurch, daß die vorderste Kammer zum größten Theile aus Schmiedeeisen besteht. Der Kessel setzt sich aus einer Anzahl von geneigt liegenden schmiedeeisernen Röhren zusammen. Alle Röhren, welche über einander liegen, münden in eine schmiedeeiserne Kammer, der sogenannten Sectionskammer (vom lateinischen sectio = Abtheilung), welche ihrerseits an dem Oberkessel anschließt.

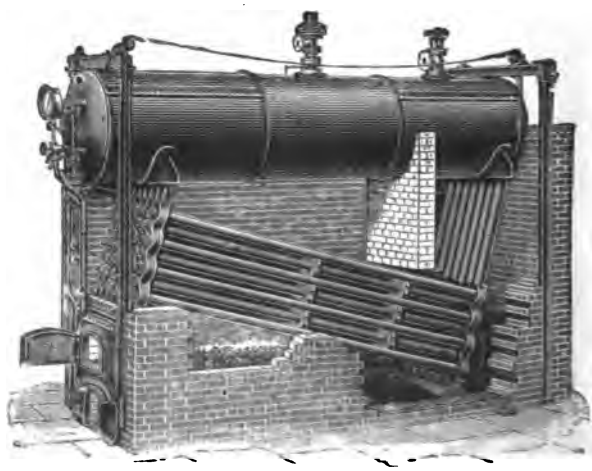


Fig. 413.

Das erwärmte Wasser steigt in den Röhren nach vorn und durch die senkrechten Sectionskammern in den wagerecht liegenden Oberkessel. In diesem trennt sich der Dampf von dem Wasser, das letztere fließt durch Röhren, welche den Oberkessel an seinem hinteren Ende mit den hinteren Sectionskammern verbinden, in diesen über und steigt von Neuem in dem Röhrenkessel auf, worauf es den soeben

beſchriebenen Kreislauf wiederholt. Das Waſſer bleibt alſo in dauernder Bewegung begriffen und der Dampf ſcheidet ſich im Oberkeſſel ab.

Die Verbindung der einzelnen Theile dieſes Röhrenkeſſels ergiebt ſich aus Fig. 414. Die Sectionskammern ſind — entſprechend Fig. 415 — ſchlangen-

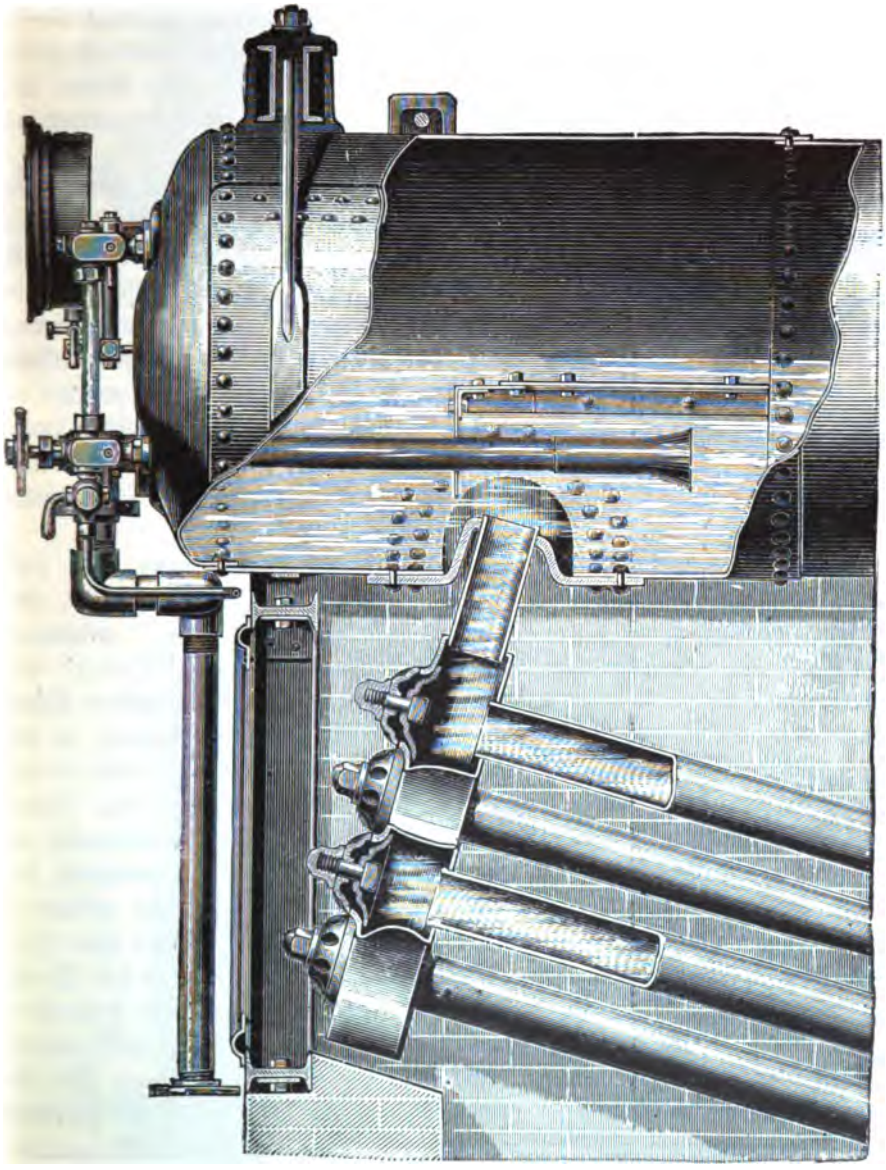


Fig. 414.

förmig geſtaltet, damit ſie die verſetzt gegen einander und über einander liegenden Röhren aufnehmen können. Die Löcher in den Kammern werden koniſch ausgebohrt und die Rohrenden durch eine beſondere Rohrdichtmaſchine gegen die

Rohrwandung gepreßt und umgebördelt. Jedem dieser Befestigungsstellen gegenüber ist eine Reinigungsöffnung in der Sectionskammer vorgesehen. Mittelst eines sogenannten Handlochdeckels wird die Oeffnung verschlossen. Nach Entfernung dieses Verschlußdeckels ist jedes der Rohre frei zugänglich und kann mittelst eines Instrumentes gereinigt werden, welches durch die ganze Rohrlänge hindurch geführt wird. Es können auch die einzelnen Rohre, falls sie schadhaft geworden sind, herausgenommen und durch neue ersetzt werden.

Fig. 415.

Der Kessel ist so zusammengebaut, daß die einzelnen Theile an ihrer Ausdehnung sich nicht behindern. Aus diesem Grunde wird auch der Oberkessel nicht eingemauert, sondern auf schmiedeeiserne Bänder aufgelegt, die an eisernen Säulen aufgehängt werden.

Unter dem vorderen Ende der Röhren befindet sich die Feuerung. Die Heizgase steigen zwischen den Röhren auf, streichen unter dem Oberkessel hinweg und fallen von dort abwärts, um den hinteren Theil der Röhren zu bestreichen und nach der Esse abzuziehen.

3. Kessel, bei denen die einzelnen Rohre durch eine oder zwei Dampfkammern verbunden sind. Von den Wasserröhrenkesseln mit einer Dampfkammer sei hier der Dürr-Kessel besprochen. Dieser wird — entsprechend Fig. 416 und 417 — von der Düsseldorf-Ratinger-Röhrenkesselfabrik, vormals Dürr & Co in Ratingen gebaut. Die geneigt nach hinten liegenden Röhren münden vorn in eine Dampfkammer, welche durch eine Zwischenwand in zwei Theile getheilt ist. Durch sie soll das Wasser von dem Dampf getrennt werden. Die unteren Enden der Röhren sind geschlossen und in Löchern einer eisernen Rückwand so gelagert, daß sie sich frei bewegen können. Die Trennung von Wasser- und Dampfraum in der Trennungskammer ist dadurch ermöglicht, daß in jedes Siederohr ein Speiserohr eingesetzt ist. Alle Speiseröhren münden in die Zwischenwand der Trennungskammer und sind an ihrem unteren Ende offen, während die Siederöhren, von ungefähr 110 mm Durchmesser, in der Dampfkammerwand selbst befestigt sind. Der Dampf, welcher sich in den Siederöhren entwickelt, steigt hinter der Scheidewand in der Trennungskammer auf, während das Wasser vor der Scheidewand, durch die Speiseröhren, dem unteren Ende der Siederöhren zugeführt wird. Es findet also bei freier Abführung des gebildeten Dampfes eine ungestörte Wassercirculation statt.

Der Kessel wird, je nach Größe, mit einem oder zwei Oberkesseln gebaut, die durch geschweißte Stutzen mit den Trennungskammern verbunden sind. Bei der dargestellten Ausführung mit zwei Oberkesseln wird das Speisewasser dem in der Figur rechts liegenden Oberkessel vorn zugeführt, wo die lebhafteste Dampfentwickelung stattfindet. Es scheiden sich deshalb an dieser Stelle die

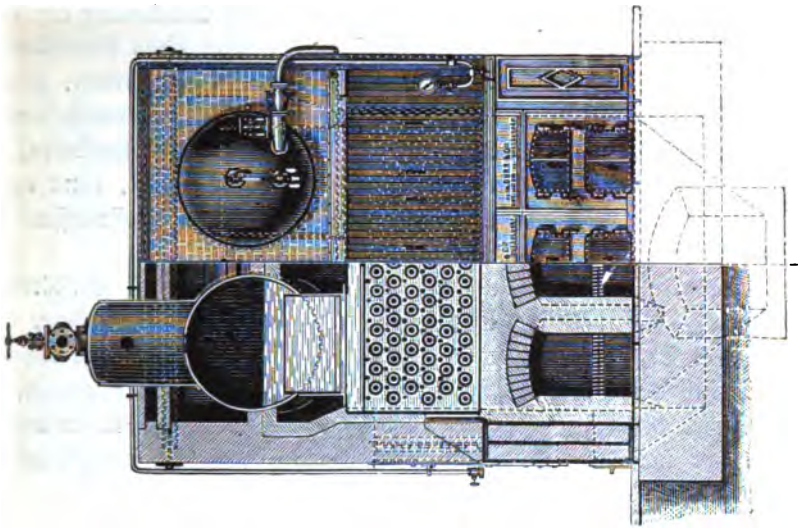


Fig. 417.

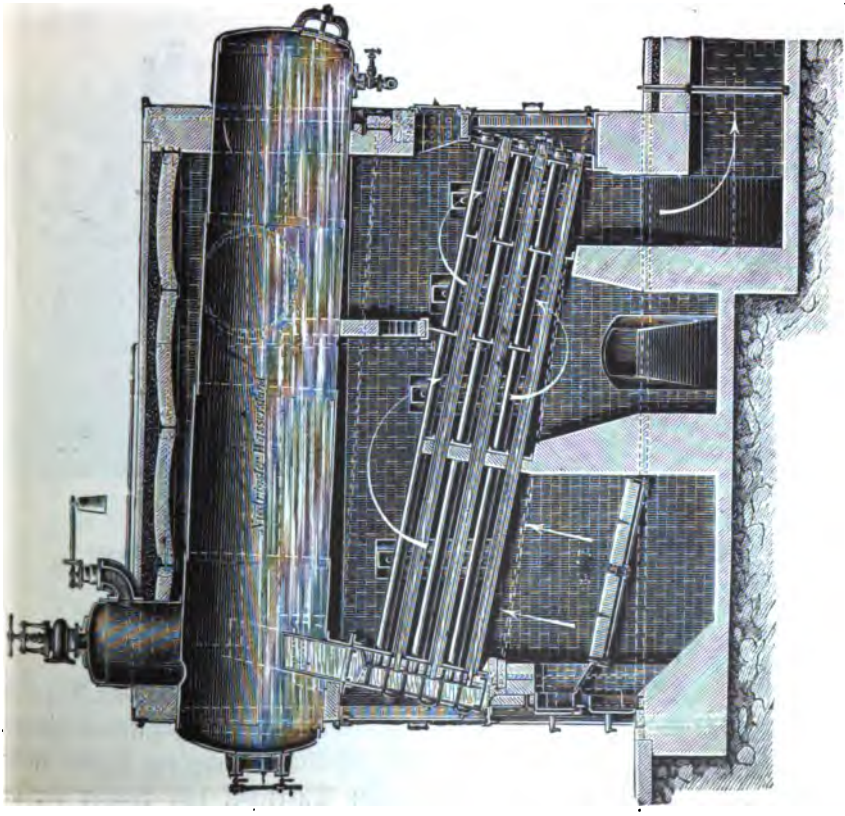


Fig. 416.

Schlammtheile und der Kesselstein durch die plötzliche starke Erwärmung hier aus. Das Speisewasser durchzieht den rechten Oberkessel, tritt durch einen Verbindungsstutzen in den linken Oberkessel über und nachdem es diesen durchströmt, gelangt es erst in die Trennungskammer. Die Ablagerung von Wasserverunreinigungen wird sonach namentlich in dem hinteren Theile des Oberkessels stattfinden, wo der Ablaßstutzen sich befindet. Ist nur ein Oberkessel vorhanden, dann erhält dieser eine durchgehende Scheidewand, damit der Kreislauf des Speisewassers sich in der beschriebenen Weise vollzieht.

Die Siederöhren erhalten an ihren Befestigungsenden eine Verstärkung, welche konisch abgedreht und in die hintere Wand der Trennungskammer eingepaßt wird. Der Druck des Kessels wirkt also auf die Verbindungsstelle dichtend. Durch den Einfluß der Wärme wird diese Dichtung nicht so leicht beschädigt, da die entgegengesetzten Rohrenden sich frei ausdehnen können. Diese Enden werden durch Kappen mit konischen Dichtungsflächen geschlossen, welche jederzeit wieder entfernt werden können.

Bei der Breite des dargestellten Kessels sind drei Feuerungen vorgesehen, deren Heizgase in der Richtung der Pfeile die Siederohre umspülen.

Als weiterer Vertreter eines Röhrendampfkessels mit zwei Dampfkammern sei der Wasserröhrenkessel Fig. 418 und 419 der Röhrendampfkessel-Fabrik

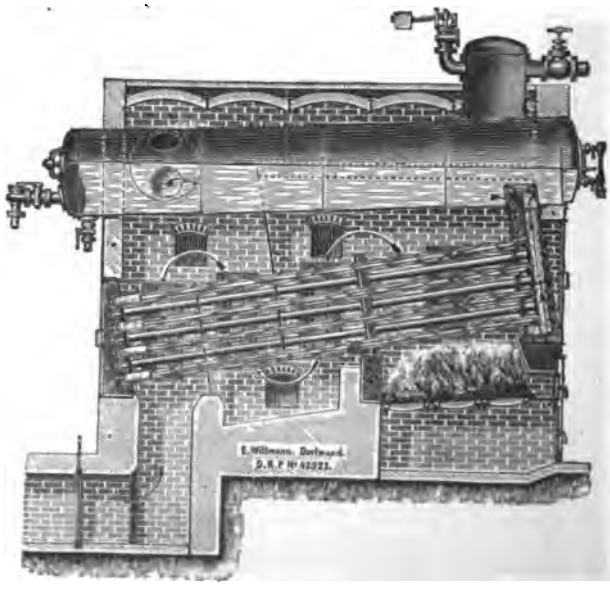
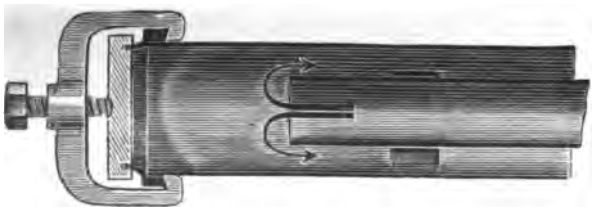


Fig. 418.

Fig. 419.

E. Willmann in Dortmund aufgeführt. Er unterscheidet sich von dem Dürrkessel mit Bezug auf den Wasserkreislauf dadurch, daß das Wasser bei ihm in dem hinteren Theil der Kammer, also an der vom Feuer bespülten Fläche des Kessels in die Speiseröhre eingeführt wird, während bei dem Dürrkessel das Wasser vor der

Scheidewand eingeführt wurde. Die Siederöhren sind auch hier an ihren unteren Enden geschlossen und an dem oberen in der Dampfkammer befestigt, die mit dem Oberkessel durch einen Stutzen in Verbindung steht. Ein konischer Ansatz bewerkstelligt die Dichtung zwischen Siederohr und Dampfkammer. Um den Ansatz wird ein gewellter Kupferring gelegt und durch Eintreiben des Rohres in die Wand die Dichtung hergestellt.



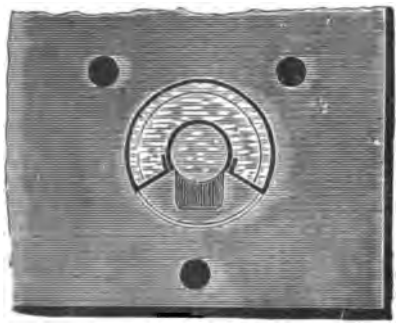


Fig. 421.

In jedes der Siederohre ist ein Speiserohr so eingesetzt, daß es in gleichem Abstand von dem Siederohr gehalten wird. Auf den in die Dampfkammer hineinragenden Enden der Siederohre wird — wie Fig. 420 und 421 erkennen lassen — ein

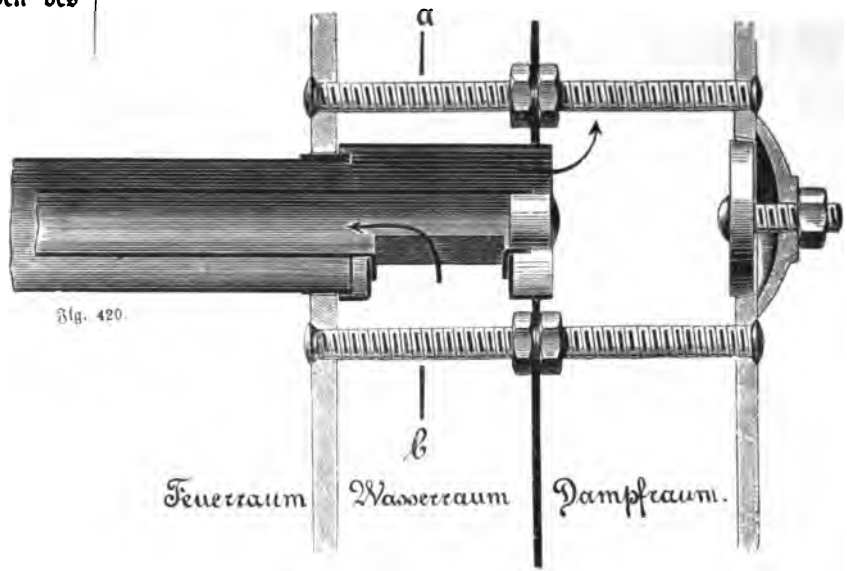


Fig. 420.

Verlängerungsstück befestigt, das durch die Scheidewand zwischen dem Wasser- und dem Dampfraume hindurchreicht. Die Speiseröhren sind an diesem Ende geschlossen. Innerhalb des Wasserraumes sind sowohl die Siederöhren wie die Speiseröhren mit seitlichen Löchern versehen, die dadurch freigelegte Oeffnung der Siederöhren ist aber durch ein Zwischenstück verschlossen.

Wie bei den Dürr-Kesseln steigt der sich bildende Dampf an den Wandungen der Siederöhren auf, gelangt aber nur in den äußeren Raum der getheilten Dampfkammer, während das Wasser durch den inneren Theil derselben und durch die Speiseröhren von Neuem dem unteren Ende der Siederöhren zugeführt wird.

Die Fabrik baut derartige Wasserröhrenkessel bis zu 300 qm Heizfläche. In der Zeitschrift: „Kraft und Licht“ 1897 heißt es über die Kessel: „Beim Einkammerkessel liegt die Schwäche in der mangelhaften geringen Wasserzuführung zu den Siederöhren, die bei forcirtem Betriebe fast aufhört, da sich die im Siederohre herrschende Temperatur auch dem Wasserinhalt im Speiserohre mittheilt, und die Folge davon ist, daß auch in diesen engen Röhren sich Dampf entwickelt, wodurch der Wasserzufluß durch die aufsteigenden Dampfbläschen gehemmt wird. Bei etwas schlammhaltigem Wasser verstopfen sich die Circulationsröhren am hinteren Ende leicht. Der Einkammerkessel läßt sich auch nicht ganz vom Wasser entleeren, ohne daß von jedem Rohr der hintere Verschluß entfernt wird.“

Bei den Zweikammerkesseln münden sowohl die vorderen als auch die hinteren Enden der Siederöhren in eine besondere Dampfkammer und sind diese durch Stutzen mit dem Oberkessel verbunden. Von den Kesseln dieser Art sei hier der Wasserröhrenkessel von L. und C. Steinmüller in Gummersbach (Rheinprovinz), wie er durch Fig. 422 und 423 wiedergegeben wird, besprochen.

Der Kessel setzt sich im Wesentlichen aus zwei Theilen zusammen, dem eigentlichen Dampferzeuger und dem darüberliegenden Oberkessel.

Der Dampferzeuger besteht aus schmiedeeisernen Röhren, die in schmiedeeisernen Wasserkammern befestigt sind. Da der Oberkessel zur Hälfte Wasser enthält und mit den Wasserkammern in Verbindung steht, so sind Letztere stets mit Wasser gefüllt. Die Dampfblasen steigen durch die Vorderkammer auf und reißen eine Menge Wasser mit sich, welches durch ein nahe dem Boden des Oberkessels gelagertes Rohr nach dem hinteren Verbindungsstutzen abfließt. Der Dampf wird durch einen besonderen Wasserabscheider geleitet, der oberhalb des Wasserspiegels eingebaut ist. Das Wasser fließt durch den hinteren Verbindungsstutzen in den Dampfkessel zurück und befördert bei seinem Kreislauf die Abscheidung der Dampfblasen nach dem Oberkessel.

Die Siederöhren werden in die schmiedeeisernen Wasserkammern eingewalzt d. h. ihre Enden werden so stark erweitert, daß sie sich gegen den Umfang der Ausbohrungen in den Kammern fest anlegen. Gegenüber den Rohröffnungen befinden sich in der anderen Kammerwand Reinigungsöffnungen, welche mit

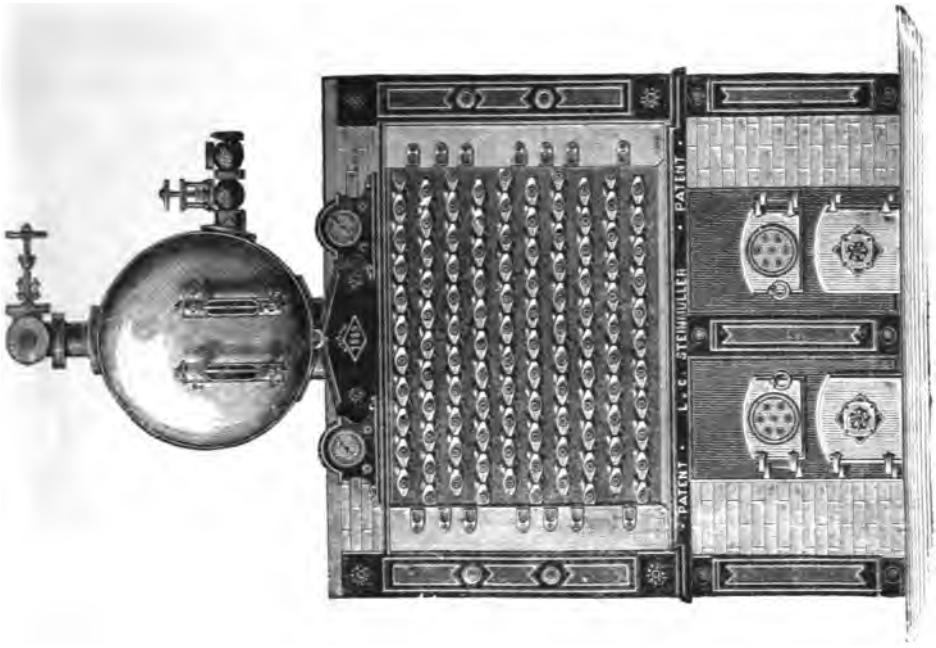


Fig. 423.

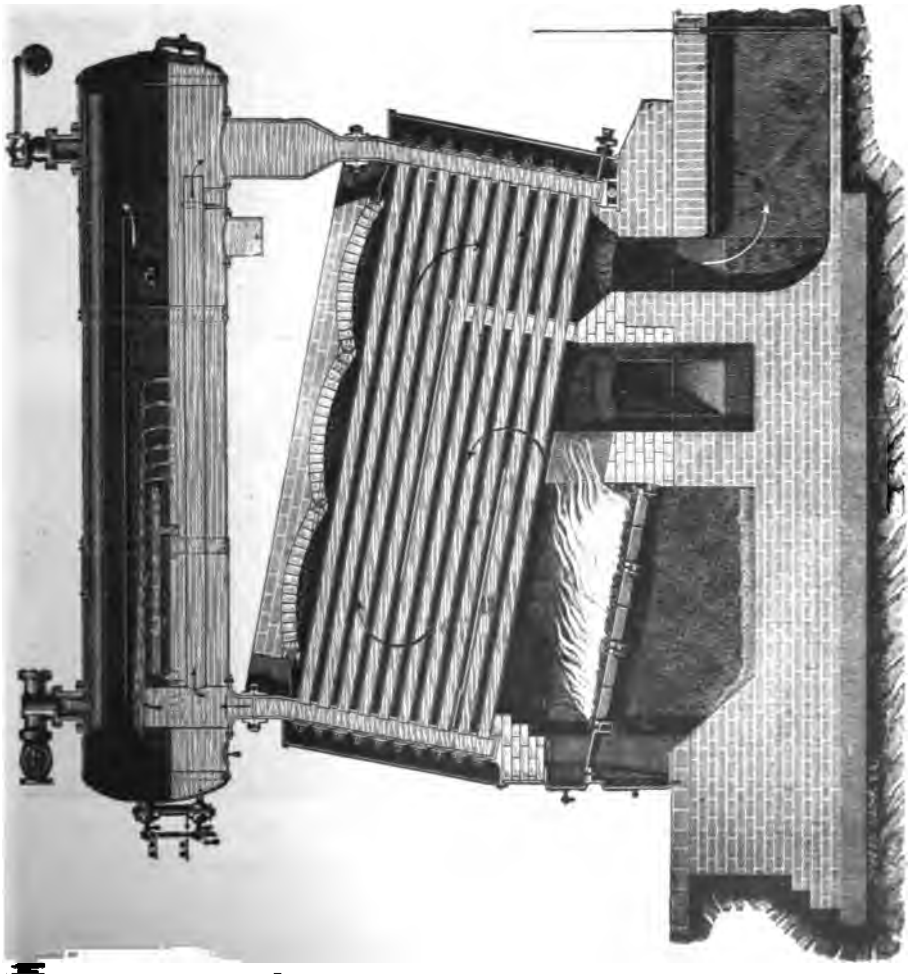


Fig. 422.

Verschlußdeckeln versehen sind. In Fig. 424 bis 429 sind drei verschiedene Ausführungsformen dieser Verschlüsse dargestellt. Bei dem Ersteren dieser Verschlüsse werden die Deckel mittelst Platte aufgepreßt, welche zwei benachbarte Deckel übergreifen und durch Schrauben angezogen sind. Bei den beiden anderen Verschlüssen sind die Deckel in der Mitte durchbohrt zur Aufnahme einer Befestigungsschraube, welche an ihrem unteren Ende einen Quersteg trägt, der gegen die innere Wandung der Wasserkammer sich legt.

Fig. 424.

Fig. 425.

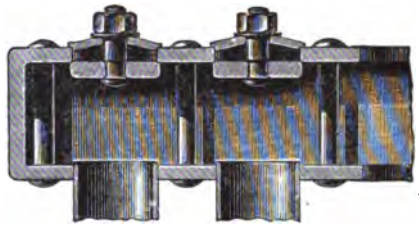


Fig. 426.

Fig. 427.

Fig. 428.

Fig. 429.

Der Oberkessel wird von den Heizgasen nicht bespült und ist oberhalb des Mauerwerks angeordnet. Es ist durch diese Anordnung beabsichtigt, den Kreislauf des Wassers nicht zu stören, was durch Dampfbildung im Oberkessel leicht der Fall sein könnte. Der Dampfabscheider besteht aus einem viereckigen Kasten, der hinten offen und an seinem Boden durchlöchert ist. Am hinteren Ende strömt der trockene Dampf aus, während das mitgerissene Wasser durch die Löcher am Boden abfließt.

Ein Zweikammerkessel, bei welchem auch der Oberkessel theilweise von den Heizgasen bestrichen wird, ist der in Fig. 430 wiedergegebene Wasserröhrenkessel der Rheinischen Röhrendampfkessel-Fabrik A. Büttner & Cie. in Uerdingen a. Rh. Der Kessel besteht ebenfalls aus einem Röhrenbündel, dessen

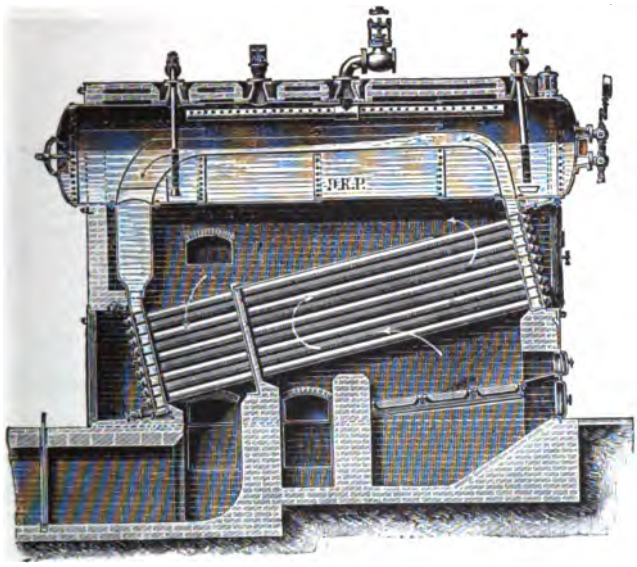


Fig. 430.

Röhren in zwei Wasserkammern befestigt sind, die mit dem Oberkessel in Verbindung stehen. Um den Kreislauf des Wassers zu befördern, sind die beiden Wasserkammern durch ein Rohr, das in der Höhe des Wasserspiegels den Oberkessel durchzieht, mit einander verbunden. Der Theil dieses Verbindungsrohres, der in den Dampfraum des Oberkessels hineinragt, ist offen, sodaß der Dampf ausströmen kann, das Wasser aber in den hinteren Verbindungsstutzen wieder zurückfließt.

Der Oberkessel ist vollständig eingemauert und wird von den Heizgasen umspült. Mit seinem hinteren Ende liegt der Kessel auf dem Mauerwerk auf, sonst aber auf eisernen Bändern, damit er sich frei ausdehnen kann.

Fig. 431 zeigt einen Zweikammerkessel von Göhring & Leuchs in Darmstadt, welcher mit einer Art Tenbrink-Feuerung versehen ist. Unter dem vorderen Ende der Siederöhren sind zwei Querkessel A und B schräg über einander

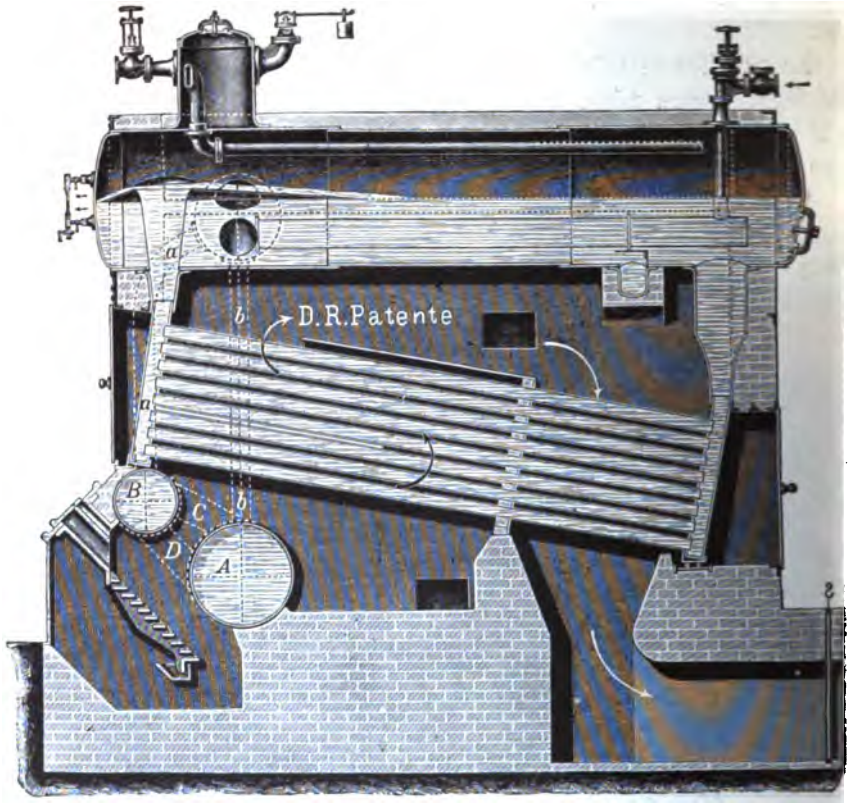


Fig. 431.

gelagert. Unter diesen befindet sich der schräge Rost, welchem durch einen Füllschacht das Brennmaterial zugeführt wird. Die Feuergase, die sich entwickeln, treten zwischen beiden Querkesseln hindurch und mischen sich mit der Verbrennungsluft, die durch besondere Luftkanäle dem Verbrennungsraume zugeführt wird. Mit dem Oberkessel sind die Querkessel durch Röhren verbunden, sodaß eine hinreichende Wassercirculation stattfinden kann. Auch die Querkessel selbst werden durch zwei Querstutzen C und D unter einander verbunden. Der lebhafte Wasserkreislauf verhindert die Ansammlung von Dampfblasen in dem Querkessel.

Zur Dampfentwässerung in dem Oberkessel benutzt die Fabrik einen Apparat, der in einem über dem Rohrstutzen a angebrachten Steigrohr besteht und einem nach allen Seiten geneigten Schirm, dessen Enden den Wasserspiegel berühren. Eine dicht über dem Steigrohre befindliche Scheibe beengt den Ausfluß und

vertheilt das dem Steigrohre entströmende Dampfwassergemisch in dünnem Strahl über den Schirm. Durch die Ausbreitung in dünner Schicht über dem Wasserspiegel soll das Aufwerfen und Zerstäuben von Wasser vermieden und der Dampf trocken gelegt werden, welcher schließlich durch ein mit vielen Löchern versehenes Rohr dem Dampfdom zugeführt wird.

Ein Zweikammerkessel, bei welchem auch der Oberkessel durch ein Rohrsystem ersetzt wurde, wird von dem Oberschlesischen Kesselwerk B. Meyer in Bahnhof-Gleiwitz entsprechend Fig. 432 gebaut. Nach den gesetzlichen Bestimmungen können nämlich Wasserröhrenkessel, wenn deren lichte Oeffnung 100 mm an keiner

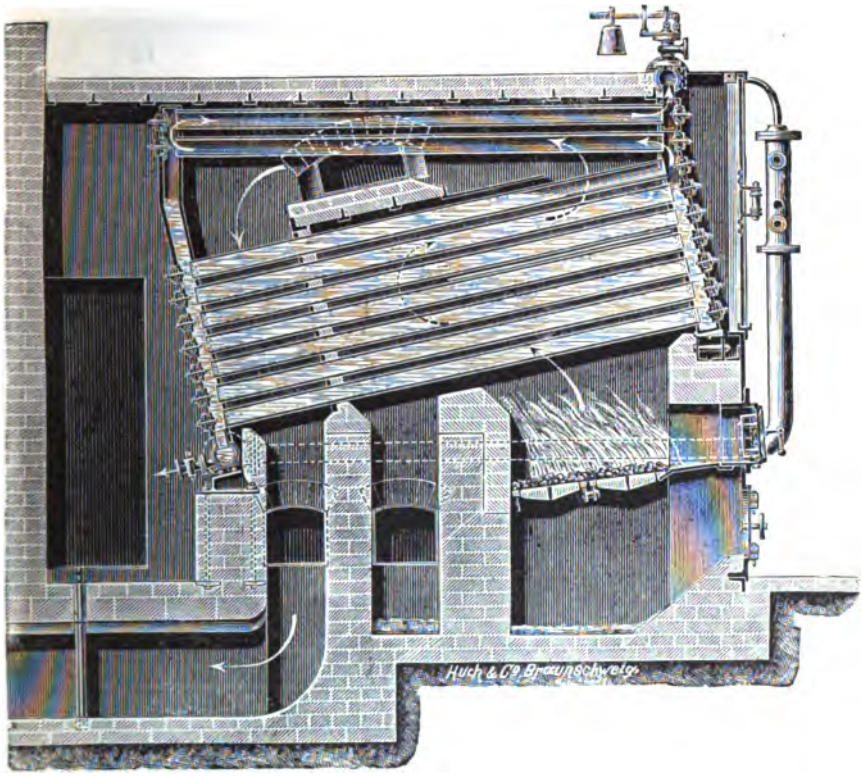
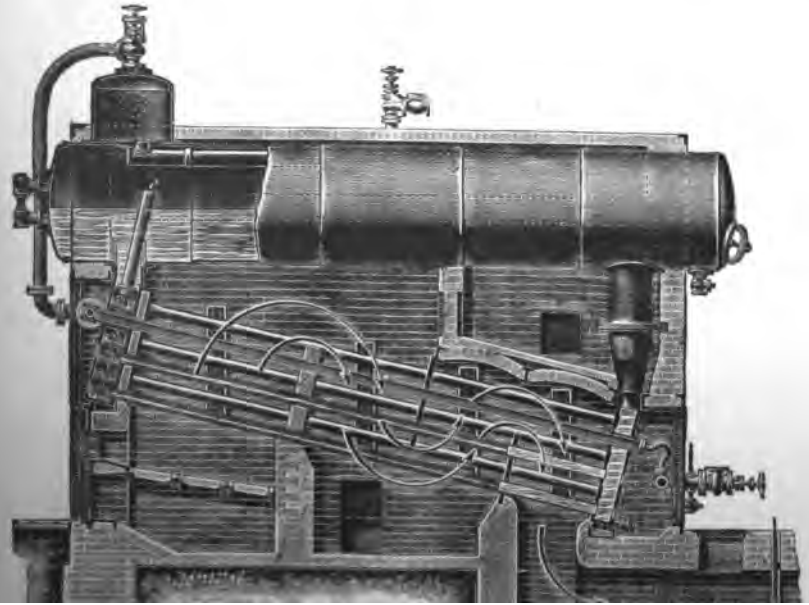


Fig. 432.

Stelle übersteigt, als sogenannte Sicherheitskessel behandelt und auch unter bewohntem Raum aufgestellt werden. Es ist deshalb bei diesen Wasserröhrenkesseln der Oberkessel durch eine Anzahl enger Röhren ersetzt, in welche das aufsteigende Dampf- und Wassergemisch strömt. Der Dampf wird hier von den Heizgasen umspült und soll dadurch getrocknet werden, bevor er in ein quer zu diesen Röhren angeordnetes Rohr einströmt, welches als Dampfsammler dient. Im Uebrigen unterscheidet sich der Kessel von den vorbeschriebenen nicht.

Ein Wasserröhrenkessel, der als Einkammer- und Zweikammerkessel ausgeführt werden kann, ist nach Ausführungen der Rather Röhrenkessel-Fabrik vorm. H. Gehre in Rath bei Düsseldorf als Zweikammerkessel in Fig. 433 bis 436 dargestellt. Das Röhrensystem wird aus zwei in einander steckenden Röhren gebildet. Es sind sonach Speise- und Siederöhren vorhanden, wie bei den Einkammerkesseln. Die vordere Kammer ist durch eine Anzahl Scheidewände in so viel Kammern



getheilt, als Röhren vorhanden ſind. Der obere Theil jeder dieſer Kammern bildet einen Dampfraum, während der untere mit Waſſer gefüllt iſt. Alle Dampfräume ſind unter ſich und mit dem Dampfraume des Oberkeſſels in Verbindung. Fig. 435 und 436 laſſen die Einzelheiten der Conſtruction erkennen.

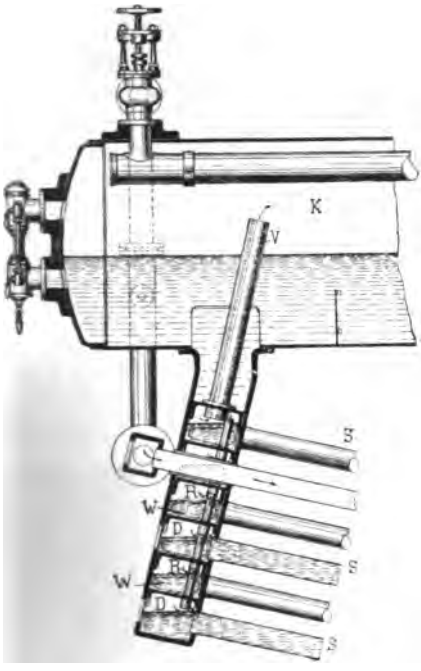


Fig. 435.

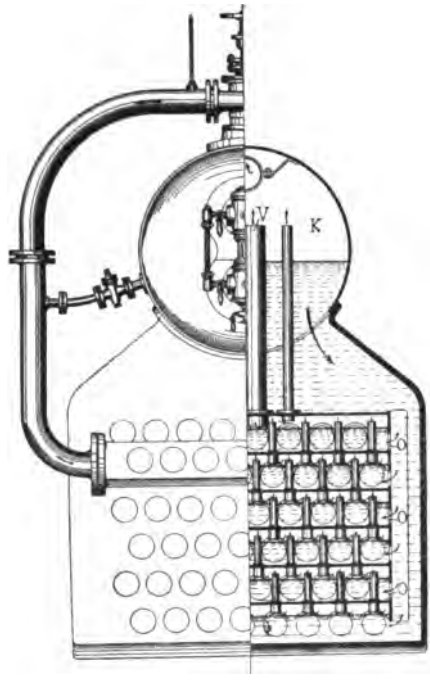
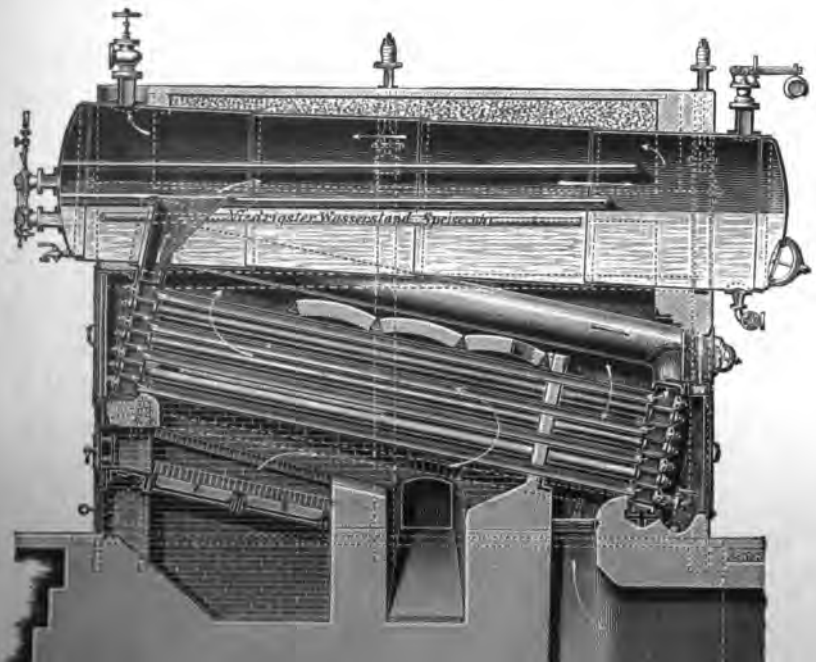


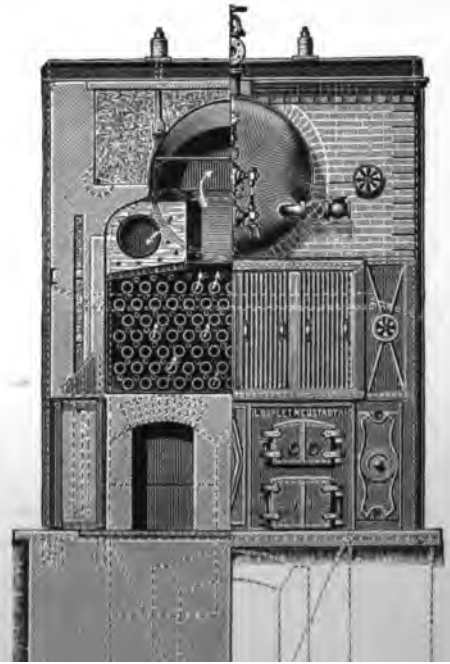
Fig. 436.

Die Speiſeröhren ſind jedoch hierbei in den Siederöhren nicht mit eingezeichnet. Um die Dampfräume D mit einander zu verbinden, ſind kurze Rohrenden R in die Zwiſchenwand eingeſetzt, welche über den Waſſerraum W jeder Kammer hinausragen. Jedes dieſer Rohre R wird unmittelbar vor einem Siederohr S angebracht. Von dem oberſten Dampfraume der Kammer reichen Verbindungsrohre V über den Waſſerſpiegel des Oberkeſſels K hinaus in den Dampfraum desſelben hinein. Das Waſſer für die Speiſeröhren kann durch ſeitliche Oeffnungen O der vorderen Kammer in den Waſſerraum W jeder Kammerabtheilung gelangen. Auf dieſe Weiſe iſt es erreicht, daß der Dampf aus den Siederöhren direkt in den Dampfraum des Oberkeſſels gelangt, ohne daß er eine auf ihm laſtende Waſſerſäule zu durchſtrömen hat.

Als Zweikammerkeſſel ſei noch wegen ſeiner beſonderen Einrichtung mit Rückſicht auf den Waſſerkreislauf der Zweikammerkeſſel der Guilleaume-Werke

in Neustadt a. d. H. — Fig. 437 und 438 — erwähnt, der eine besondere Verbindung zwischen den Wasserkammern und dem Oberkessel zeigt. Wird diese Verbindung, wie bei vorgenannten Kesseln, mittelst Rohrstutzen hergestellt, dann muß auch dafür gesorgt sein, daß die einzelnen Siederohre sich ausdehnen können, ohne krumm zu werden. Die Herstellung der Verbindung zwischen Siederohr und Wasserkammer wird hierdurch erschwert. Je länger die Siederohre sind, desto größere Uebelstände bringt eine starre





Verbindung zwischen ihnen und der Kammer mit sich. Werden die Siederohre, wenn sie durch die Heizgase erwärmt sind, durch eine starre Verbindung mit den Kammern an der Ausdehnung behindert, so biegen sie sich durch. Eine solche Formveränderung, welche mit jeder neuen Erwärmung und Abkühlung sich immer von Neuem wiederholt, vertragen aber die Siederöhren nicht, und so kommt es sehr bald zu einem Rohrbruch. Es ist dies wohl auch der Hauptgrund, weshalb bei den weitröhrigen Kesseln eine größere Anzahl von Kesselexplosionen vorkommen, als bei Cylinderkesseln, wenngleich die Explosionen im ersteren Falle weniger schlimme Folgen zeigen.

Bei dem dargestellten Wasserröhrenkessel ist nun die hintere Wasserkammer nicht direkt mittelst eines Stutzens an den Oberkessel angeschlossen, sondern mittelst zweier Rücklaufrohre, die von dem vorderen Theile des Oberkessels zu beiden Seiten desselben entlang geführt sind und mit der hinteren Wasserkammer in Verbindung gesetzt werden. Auf diese Weise kann der ganze Röhrenkessel sich frei ausdehnen, obgleich er als Zweikammerkessel ausgeführt ist. Die Siederöhren sind mit beiden Wasserkammern durch Einwalzen verbunden. Das Gemisch von Wasser und Dampf steigt durch die vordere Kammer in den Oberkessel, wo sich der Dampf zwischen über dem Wasserspiegel eingelegte Böden von dem Wasser abscheidet. Durch ein langes, in den Wasserraum des Oberkessels eingelegtes Speiserohr wird das Speisewasser so eingeführt, daß es möglichst an das hintere Ende des Kessels gelangt und den ganzen Oberkessel durchströmen muß, bevor es in die Rücklaufrohre eintritt.

An die Leistungsfähigkeit der Dampfkessel werden in neuerer Zeit immer höhere Ansprüche gestellt, nicht allein mit Rücksicht auf die Dampfspannung, sondern auch auf die Verdampfungsfähigkeit des Kessels. Wir haben gesehen, daß in letzter Beziehung das Bestreben dahin ging, den Kreislauf des Wassers zu fördern, weil man sich bewußt war, daß die Heizfläche eines Kessels um so günstiger ausgenutzt werden kann, je schneller die einzelnen Wassertheilchen an dem Kreislauf theilnahmen und je sicherer alle Wassertheilchen in diese Bewegung hineingezogen werden. Es zeigte sich indessen oft, daß eine Kesselart mit Bezug auf den Umlauf des Wassers durchaus nicht den Voraussetzungen entsprach, welche Veranlassung zu ihrem Bau gaben, und man unterzog deshalb das Wesen des Wasserkreislaufes, der bei Erhitzung des Wassers entsteht, einer genaueren Prüfung. Man bemerkte beispielsweise bei den Siederkesseln, daß das Wasser des Oberkessels zwar in stürmischer Bewegung war, daß aber das Wasser im Unterkessel an der Bewegung sich fast gar nicht betheiligte und nur träge Dampf- und Luftblasen aufsteigen ließ. Dies war auch der Grund, weswegen die Unterkessel schneller rosteten. Bei den Flammrohrkesseln werden namentlich die oberen Wassermassen in Bewegung gesetzt, während das Wasser unterhalb der Flammrohre die Bewegung kaum mitmacht. In gleicher Weise leidet ein großer Theil der Kesselconstructionen an mangelnder Bewegung der ganzen Wassermasse.

Ingenieur Krauß*) fand bei seinen Untersuchungen, daß der Inhalt der Wasserröhrenkessel oft im entgegengesetzten Sinne kreist, als beabsichtigt wird, und

*) Fritz Krauß, Vortrag im Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein, 1897.

daß aus dem Dampfraume des Unterkessels, welcher erwärmt wurde, der Dampf in großen Blasen durch den vorderen Stutzen nach dem Oberkessel entweicht. Sobald aber eine solche Dampfblase so groß war, daß sie den Stutzen für kurze Zeit verschloß, so kehrte sich die Richtung der Strömung um. So sind es oft Zufälligkeiten, welche auf die Strömungen des Wassers im Kessel von Einfluß werden.

Für die Rauchverbrennung ist es, wie wir wissen, auch von wesentlicher Bedeutung, in welcher Weise der Rost bedient wird. Ein Praktiker R. Winkler*) sagt darüber:

„Das Aufgeben von Brennstoff hat bei gewöhnlichem Betrieb stets nach dem Durchgebranntsein, nicht aber erst dann zu erfolgen, wenn der Rost schon kahle Stellen zeigt. Vor dem Oeffnen der Heizthür ist der Schieber so weit zu schließen, daß nur noch so viel Zug vorhanden ist, daß beim Aufschütten die heiße Luft nicht zurückstauen kann. Die nothwendige Schieberöffnung muß durch den Heizer ausgemittelt werden. Bei künstlichem Luftzug ist vor dem Oeffnen das Gebläse abzustellen, sofern es nicht selbstthätig mit dem Oeffnen der Heizthür geschieht."

„Eine günstige Verbrennung von Stückkohlen, gleichviel ob Braun- oder Steinkohle, kann dadurch erzielt werden, wenn man dieselben bis zu Kartoffelgröße zerschlägt, um dem Feuer möglichst viele Angriffspunkte zu bieten. Die so zerkleinerte Brennstoffmenge wird immer nur auf der Schürplatte (sofern eine solche bei Planrosten vorhanden ist) möglichst hoch aufgeschüttet. Bei der nächsten Periode sticht man mit gewendeter Schippe etwa in die Mitte der Brennstoffschicht und schiebt dieselbe nach hinten über die in voller Glut brennende Kohlenschicht. Diese Art Beschickung kann aber nur so lange dauern, wie es möglich ist, auf dem Roste eine glühende Schicht von genügender Höhe über dem ganzen Rost zu unterhalten. Bei forcirtem Betrieb ist jedoch diese Methode nicht gut durchführbar, deshalb geschieht in solchen Fällen die Beschickung auf folgende Weise: Man hält mit der einen Hand die gefüllte Schippe, auf dem Boden liegend, während man mit der anderen Hand die Feuerthür öffnet und schnell den auf der Schippe liegenden Brennstoff abwechselnd nach rechts und links über die ganze Rostfläche ausbreitet, und zwar so, daß der Rost niemals ganz von dem neuaufgeworfenen Brennstoff bedeckt wird."

Der französische Ingenieur Dubiau war bemüht, dem Wasserkreislauf eine ganz bestimmte Richtung zu geben und ihn dem Einfluß von Zufälligkeiten zu entziehen. Er hatte wahrgenommen, daß eine gerade, beiderseits offene Röhre zur Förderung eines Wasserumlaufes beitragen kann, wenn man sie so weit in das Wasser einsenkt, daß ihr oberes Ende den Wasserspiegel überragt und wenn am unteren Ende ein Gasstrom in die Röhre eingeleitet wird.

Dubiau hat diese Erfahrung für die Herbeiführung der Bewegung des Wassers im Inneren eines Dampfkessels verwerthet. Zu diesem Zwecke ordnete er unterhalb des Hauptwasserspiegels eine dampfdichte Glocke — Fig. 439 — an, deren Haube von Röhren durchdrungen ist, die am unteren Ende schräg abgeschnitten sind, während das obere gerade Ende derselben bis über den Wasserspiegel reicht.

*) Robert Winkler, „Die Heizerschule", Hilfsbuch für Mechaniker und Dampfkesselheizer.

Der von der direkten Heizfläche aufsteigende Dampf sammelt sich unterhalb der Glockenhaube und drückt den Wasserspiegel so weit herunter, bis die untere Mündung der Röhren für den Abfluß des Dampfes in den Hauptdampfraum theilweise frei wird. Indem Dampfblasen am unteren Ende in die mit Wasser gefüllten Röhren eintreten, rufen sie die beabsichtigte Strömung des Wassers hervor. Das über die Glocke geförderte Wasser wird durch das über den unteren Rand nachströmende Wasser ersetzt, welches dadurch in stetigem und raschem Strome über die Heizfläche geführt wird.

Fig. 439.

Derartige Dampfkessel werden von Dubiau als Emulsionskessel (vom lateinischen emulsio = Aufsaugen) bezeichnet. Wir bezeichnen in Deutschland richtiger diese Einrichtung als Dubiau'sche Rohrpumpe. Der Wasserkreislauf im Kessel ist bei ihrer Anwendung ein zwangsläufiger und kann durch Zufälligkeiten nicht gestört werden. Es muß nur darauf geachtet werden, daß der gesammte Querschnitt der Förderröhren wesentlich größer ist, als der Durchfluß der größten sich bildenden Dampfmenge erfordert. Durch Versuche wurde der Durchmesser der Röhren ermittelt.

Einen Wasserröhrenkessel mit Dubiau'scher Rohrpumpe nach Ausführung von E. Leinhaas in Freiberg i. S. giebt Fig. 440 wieder. In dem

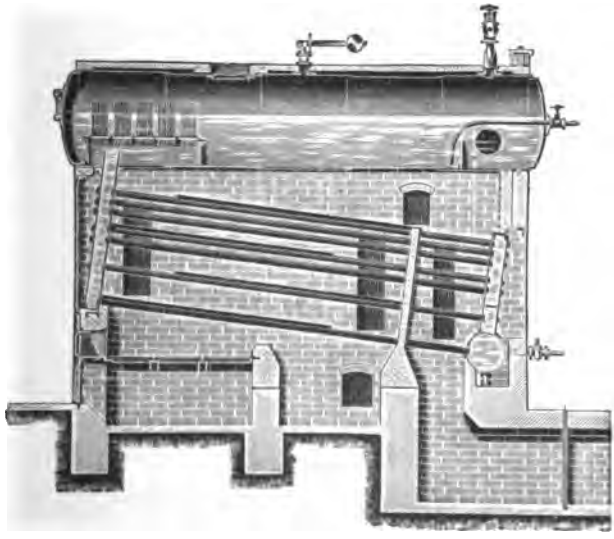


Fig. 440.

Oberkessel befindet sich die Rohrpumpe, deren Glocke über der Wasserkammer angeordnet ist. Die Anzahl der Röhren und deren Querschnitt bestimmt sich nach der geforderten Leistung des Kessels. Der Rücklauf des Wassers nach der hinteren

Wasserkammer erfolgt durch das vom hinteren Theil des Oberkessels abzweigende Rücklaufrohr, welches die Verbindung mit dem Querkessel am unteren Ende der hinteren Wasserkammer herstellt. Ein Theil des Wassers wird von dem Querkessel durch die Siederöhren in die vordere, der andere direkt in die hintere Wasserkammer geleitet, von welcher das Wasser durch die übrigen Rohre nach vorn abfließt. Alle Wasserströme vereinigen sich in der vorderen Wasserkammer und steigen mit den erzeugten Dampfblasen unter der im Oberkessel angebrachten Glocke auf. Hier findet die Trennung des Dampfes vom Wasser statt, und die Rohrpumpe kommt in der beschriebenen Weise in Thätigkeit. Ist der Betrieb eingeleitet, so bleibt die Rohrpumpe in ununterbrochener Thätigkeit. Die Speisung erfolgt am hinteren Theile des Oberkessels, und zwar hinter einer Wand, die vor der Mündung des Rücklaufrohres im Oberkessel angeordnet ist und dazu dienen soll, den Schlamm anzusammeln.

Fig. 441.

Die Fabrik sagt, man könne bei Anwendung der Rohrpumpe eine ganz bestimmte Wassermenge in jeder Sekunde in Bewegung setzen. Es kann dabei die Einrichtung getroffen werden, daß durch die Siederohre, die einem scharfen Feuer ausgesetzt sind, mehr Wasser zugeführt und das Wasser also mit größerer Geschwindigkeit hindurchbewegt wird, als bei den Röhren, welche weniger den Heizgasen ausgesetzt sind.

Den Querschnitt durch einen Einflammrohrkessel mit Dubiau'scher Rohrpumpe zeigt Fig. 441. Damit auch die unteren Wassermengen an der Wasserbewegung theilnehmen, wird bei diesem Kessel die Glocke der Dubiau'schen Rohrpumpe um das Flammrohr herumgelegt, sodaß sie dieses wie einen Mantel umgreift. Oberhalb der Förderrohre ist ein Schutzblech angebracht, welches verhindern soll, daß das Dampfwassergemenge gegen die Kesselwandung geschleudert wird.

Zur Vergrößerung des Wasserraumes der Wasserröhrenkessel werden diese auch oft mit einem Unterkessel versehen. Einen solchen Wasserröhrenkessel nach Ausführung der Maschinenbau-Anstalt Humboldt in Kalk bei Köln stellen Fig. 442 und 443 dar. An dem unteren Ende der beiden Wasserkammern dieses Zweikammerkessels ist der Unterkessel angeschlossen. Er ist in derselben Neigung gelagert, wie die Siederöhren, und liegt direkt über der Feuerung. Die Heizgase umspülen also zuerst den Unterkessel, alsdann die Siederöhren und darauf den Oberkessel. Je nach der Größe des Kessels werden ein oder zwei Unterkessel

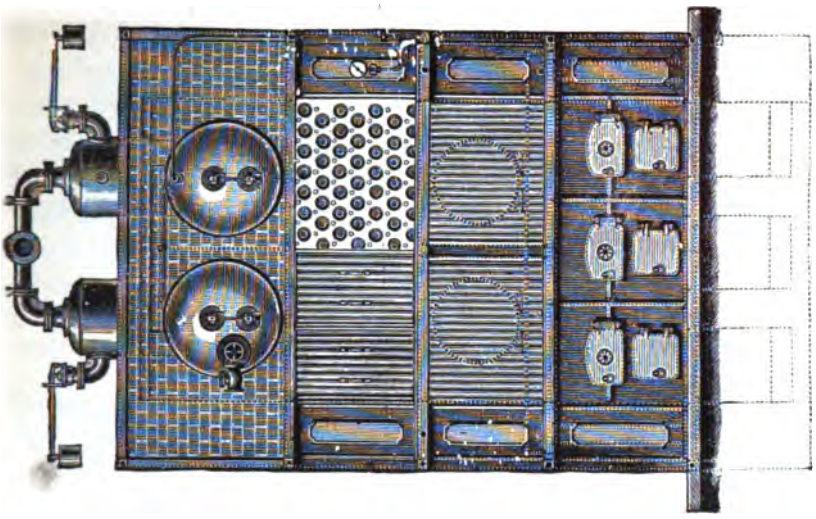


Fig. 443.

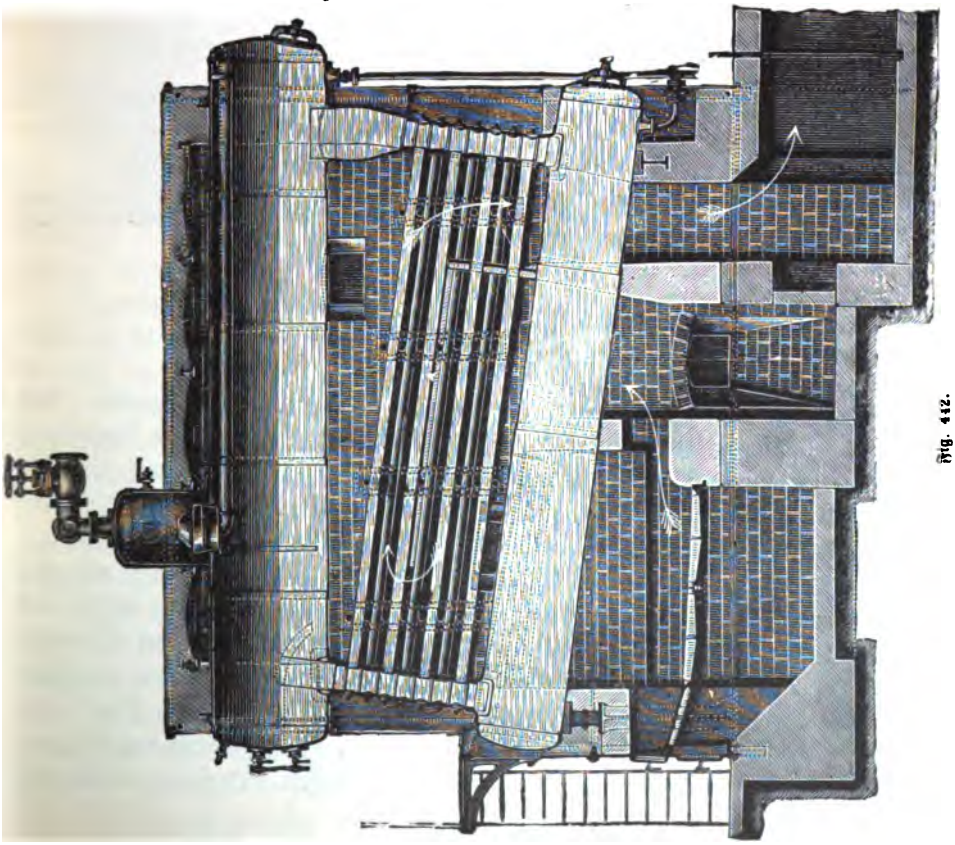


Fig. 442.

angewendet. Für Heizflächen von 100—160 qm wird der Keſſel von der Fabrik aus einem Unter- und einem Oberkeſſel gebildet, darüber hinaus aus zwei Ober- und zwei Unterkeſſeln.

Ein Großwaſſerraum-Dampfkeſſel, bei dem der Unterkeſſel mit dem Rohrſyſtem nicht direkt verbunden iſt, baut die Rheiniſche Röhrendampfkeſſel-Fabrik A. Büttner & Co. in Uerdingen am Rhein. Wie Fig. 444 erkennen läßt, iſt der Röhrenkeſſel und der Unterkeſſel hinter einander angeordnet

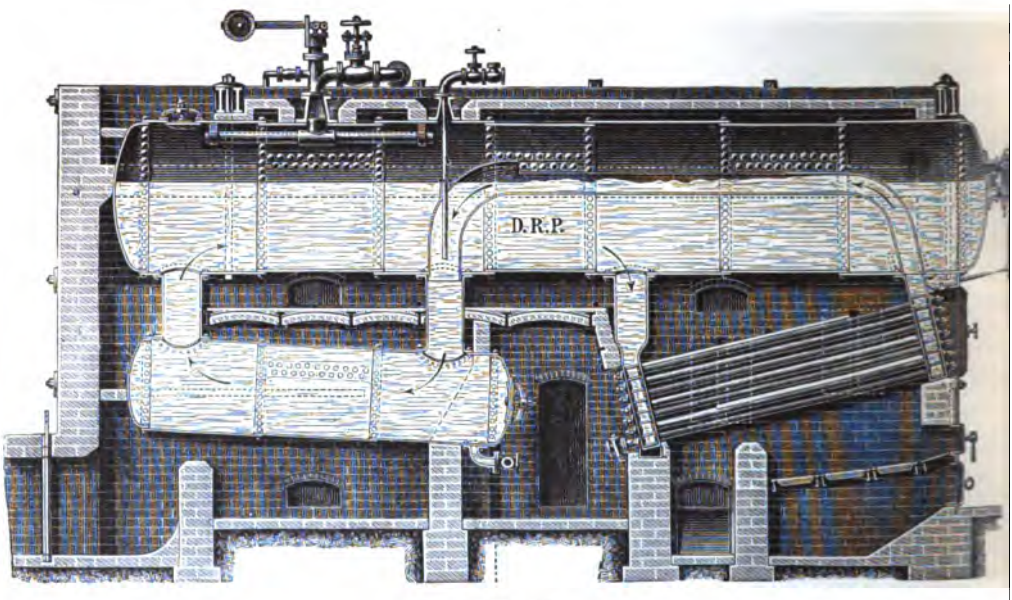


Fig. 444.

und jeder für ſich mit dem Oberkeſſel durch zwei Stutzen direkt verbunden. Der Oberkeſſel iſt alſo ſo lang, daß er über beide Keſſel hinwegreicht. Zur Förderung des Waſſerumlaufes iſt der Stutzen der vorderen Waſſerkammer durch eine ſogenannte Umlaufsrinne, wie wir ſie bei dem Röhrenkeſſel der Fabrik Fig. 430 kennen gelernt haben, mit dem vorderen Stutzen des Unterkeſſels direkt verbunden. Das heiße Waſſer des Röhrenkeſſels ſtrömt ſonach von der vorderen Waſſerkammer durch die Umlaufsrinne in den Unterkeſſel, durchzieht dieſen und ſteigt durch den hinteren Stutzen in den Oberkeſſel, während aus dem Oberkeſſel das Waſſer durch die hintere Waſſerkammer den Siederöhren wieder zugeführt wird. Die Speiſung geſchieht im Unterkeſſel und zwar im vorderen Theile desſelben, der nach unten geneigt iſt. Die Heizgaſe umziehen zunächſt den Röhrenkeſſel, beſtreichen darauf den unteren Theil des Oberkeſſels und ziehen in die Eſſe ab, nachdem ſie den Unterkeſſel umſpült haben.

Die engröhrigen Wasserröhrenkessel.

Die gesammte Menge eines Wasserröhrenkessels wird um so sicherer in den Kreislauf mit hineingezogen und an den Heizflächen vorübergeführt, je geringer sie ist und je weniger Wasser über jedem Theil der Heizflächen sich befindet. Bei den Röhrenkesseln wird die Wassermenge in einzelne Strahlen getheilt, und je geringer die Stärke dieser Wasserstrahlen ist, desto schneller wird ihre Erwärmung und Verdampfung vor sich gehen. Die engröhrigen Wasserröhrenkessel sind von diesem Gesichtspunkte aus als die vollkommensten zu bezeichnen, und sie werden am schnellsten die Verdampfung des Wassers bewirken. Dabei sind sie zugleich die gefahrlosesten, weil selbst bei dem Bruch einer Röhre eine nur so geringe Wassermenge ausströmt, daß eine Gefahr für das Leben der Bedienenden nicht vorhanden ist. Aus dieser Erkenntniß heraus ist auch den engröhrigen Wasserröhrenkesseln eine Ausnahmestellung durch das Gesetz insofern zugestanden worden, als die Aufstellung solcher Kessel als gefahrlos erklärt worden ist und deren Anwendung auch in Arbeitsräumen und unter bewohnten Räumen gestattet wird.

Als Nachtheil der engröhrigen Wasserröhrenkessel ist der Mangel an Wasserraum zu bezeichnen. Obgleich sie schneller Dampf erzeugen, als andere Dampfkessel, so muß bei schwankender Dampfentnahme auch der Dampfdruck in diesen Kesseln größeren Schwankungen ausgesetzt sein, als bei Kesseln mit großem Wasserraume.

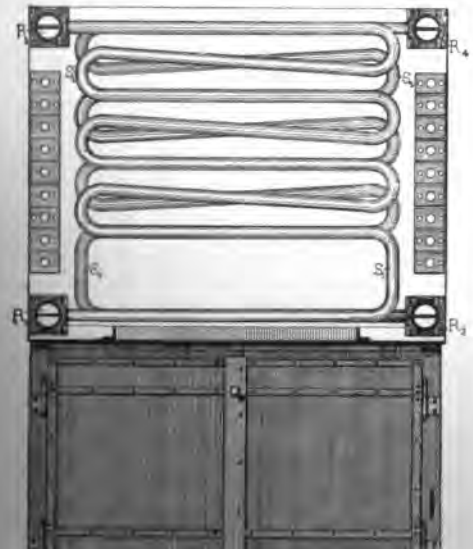
Als Bedingnng für die Anwendung eines engröhrigen Kessels muß es auch gelten, daß durchaus reines Wasser benutzt wird, welches jede Ausscheidung von Schlamm und Kesselstein ausschließt. Bei engen Röhren wird nicht nur eher als bei weiten der Wasserumlauf gestört, wenn Verunreinigungen des Wassers an den Wandungen sich festsetzen, es wird auch das enge Rohr schwerer von diesen Ansätzen zu reinigen sein, als das weite. Wenn möglich, sollten deshalb engröhrige Kessel stets nur mit condensirtem Wasser gespeist werden.

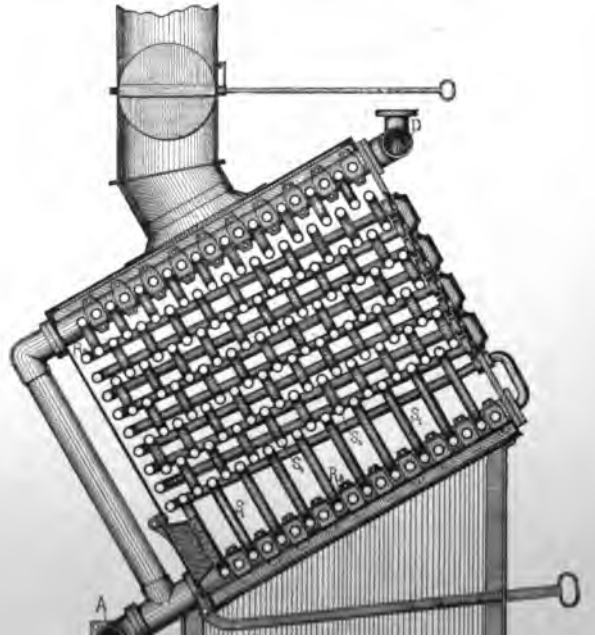
Am meisten Verwendung haben engröhrige Kessel bisher auf Schiffen gefunden. Röhrenkessel erfordern nämlich einen um so geringeren Raum zu ihrer Aufstellung, je enger die Röhren sind, aus denen sie sich zusammensetzen. Man hat deshalb bei dem Bau der Dampfschiffe, weil auf ihnen der Raum besonders werthvoll ist, das meiste Interesse daran gehabt, die engröhrigen Kessel auszuprobiren. Auch in den Großstädten mit ihrem theueren Grund und Boden war man bemüht, engröhrige Kessel einzuführen. Wir wollen hier nur einen engröhrigen Kessel besprechen, welcher einer von den wenigen ist, die in Städten für den stationären Betrieb sich eingeführt und bewährt haben.

Der Schlangenrohrkessel von Otto Lilienthal in Berlin. Der Kessel ist in den Fig. 445 und 446 wiedergegeben. Er besteht aus einer Anzahl schlangenartig hin und her gebogener Röhren S_1, bezw. S_2, welche mit ihren Enden an je einem Siederohr R_1 und R_2, bezw. R_3 und R_4 sich anschließen. Da der mittlere Theil jedes Schlangenrohres frei in den Heizraum hineinragt, so können bei Ausdehnung der einzelnen Rohrelemente die Verbindungsstellen unter dem Einfluß der Wärme nicht zerstört werden. Solche Schlangenrohrelemente sind je nach

der erforderlichen Heizfläche mehr oder weniger zwischen zwei Siederöhren angeschlossen. Die Schlangenrohre, welche die Siederöhren R_1 und R_2 mit einander verbinden, sind aber gegen die, welche an den Siederöhren R_3 und R_4 sitzen, versetzt angeordnet. Es können dadurch beide Rohrsysteme so in einander geschoben werden, daß die einzelnen Schlangenrohrelemente des einen Theiles unmittelbar hinter denen des anderen Theiles liegen.

Die Windungen der hinter einander liegenden Schlangenrohrelemente S_1 und S_2 decken sich dabei nicht, sondern kreuzen — wie Fig. 446 erkennen läßt — die jeweiligen Durchgänge. An den hinteren Enden sind die Siederohre R_1 und R_2 sowohl, als auch die Siederohre R_3 und R_4 mittelst gleich weiter Rohre unter





einander verbunden. Ebenso haben die Siederohre R_1 und R_3 an ihren tiefsten Stellen ein gemeinschaftliches Verbindungsrohr, welches als Schlammsammler dient. Ein anderes Verbindungsrohr der Siederohre R_2 und R_4 endlich am vorderen Theile des Kessels und an seiner höchsten Stelle dient als Dampfsammler D.

Das Speisewasser wird den Siederöhren R_1 und R_2 zugeführt und steigt durch diese in allen Schlangenröhren gleichzeitig auf. Es gelangt durch sie in die oberen Siederohre R_2 und R_4 und von dort durch die Verbindungsrohre in die unteren Siederohre R_1 und R_3 wieder zurück, während der Dampf sich an höchster Stelle im Dampfsammler D abscheidet. Die starke Cirkulation des Wassers in einem solchen Kessel wird noch dadurch gefördert, daß in den aus stärkerem Rohr gebildeten Rahmen das in den Schlangenrohren aufsteigende Wasser stets wieder nach den unteren Enden der Schlangenrohre gelangt.

Das untere Ende jedes Schlangenrohrelementes ist U-förmig gebogen, sodaß durch die Hintereinanderreihung aller Schlangenrohre ein rechteckiger Kanal sich bildet, welcher als Feuerraum benutzt wird. Das Brennmaterial liegt sonach auf den Schlangenrohren direkt auf, und die untersten Schenkel aller Schlangenrohrelemente dienen als Rost. Zwischen ihnen strömt die Verbrennungsluft ein, während die sich entwickelnden Heizgase zwischen den oberen Schenkeln der Schlangenrohre aufsteigen. Die Gase müssen gleichmäßig alle Wasserröhren umspülen, weil die Röhren mit geringen Zwischenräumen gleichmäßig den ganzen Raum ausfüllen, wie dies im Besonderen Fig. 446 ergiebt. Es bedarf deshalb keiner Zwischenwände, um die Feuergase zu leiten.

Die einzelnen Schlangenrohre können leicht ausgewechselt werden. Sie sind nämlich mittelst zweier Flansche an den Verbindungsrohren R_1 und R_2, bezw. R_3 und R_4 befestigt. Diese Flansche umgreifen schellenartig die Verbindungsrohre von Außen und werden durch Schraubenbolzen zusammengehalten. Damit aber beim Zusammenziehen der Schrauben die Verbindungsrohre nicht nachgeben können, sind schmiedeeiserne Stege in letztere ihrer ganzen Länge nach eingesetzt worden.

Der Kessel wird schräg auf einen Aschenkasten aufgesetzt und mit einem eisernen Mantel umgeben. Die Darstellungen Fig. 447 und 448 lassen den vollständig zusammengestellten Kessel erkennen, Fig. 447 bei entfernter Ummantelung. Durch die schräge Anordnung des Röhrenkessels rutscht das Brennmaterial innerhalb des Feuerraumes von selbst nach. Der schräge Feuerraum ist alsdann zugleich Schrägrost und Füllschacht. Damit die Heizgase, die sich entwickeln, an den eisernen Mantel nicht zu viel Wärme abgeben, sind alle Schlangenrohre von einer Vorwärmerschlange umgeben, die aus einzelnen, U-förmig gebogenen Röhren besteht, von denen je zwei auf einander folgende durch eine Verschlußklappe mit einander verbunden sind. Das Speisewasser wird zunächst durch diese Vorwärmerschlange geführt, bevor es in eines der unteren Siederohre eingeleitet wird. Dabei wärmt sich das Wasser vor und entzieht den Heizgasen in der Nähe der eisernen Ummantelung einen Theil ihrer Wärme, sodaß letztere weniger heiß wird.

Das Wasserstandrohr ist an einem Verbindungsrohre zwischen einem der unteren Siederohre und dem Dampfrohr angebracht, das Sicherheitsventil und das Dampfablaßventil an dem Dampfrohr selbst.

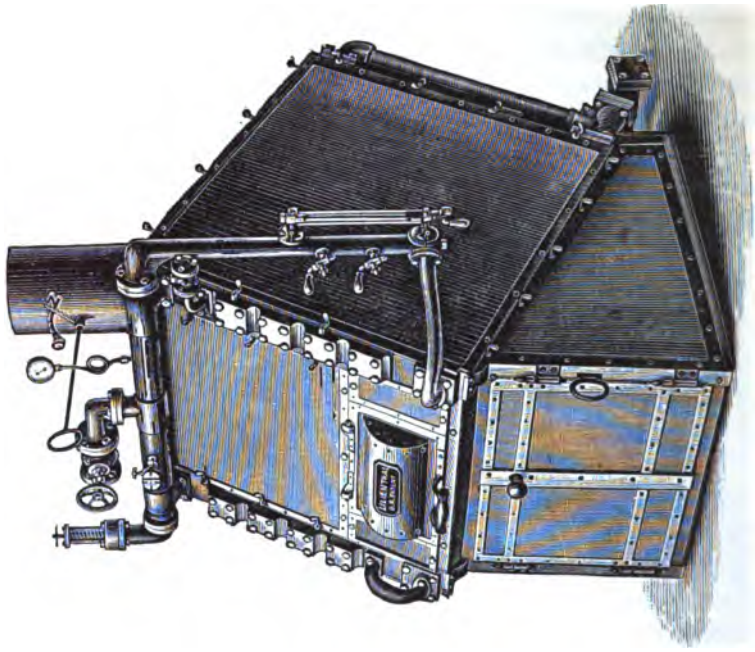


Fig. 448.

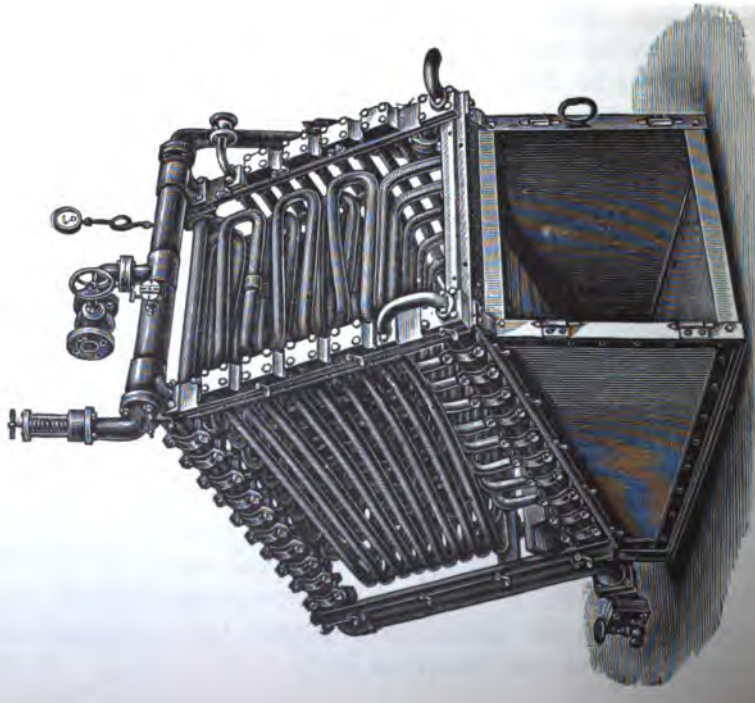


Fig. 447.

Gebaut wird dieser Kessel von der Maschinenfabrik von Otto Lilienthal in Berlin in Größen nachstehender Tabelle:

Heizfläche in qm	6	8	11	16	20	26
Dimensionen / Grundfläche in qm	1 × 1	1,2 × 1	1,4 × 1	1,5 × 1,2	1,7 × 1,2	1,7 × 1,2
Dimensionen \ Höhe in m	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Gewicht in kg	670	800	1100	1400	1700	2100

Heizfläche in qm	34	40	50	60	75
Dimensionen / Grundfläche in qm	2 × 1,4	2,3 × 1,6	2,6 × 1,6	2,6 × 1,7	2,8 × 1,7
Dimensionen \ Höhe in m	1,9	2,0	2,1	2,3	2,3
Gewicht in kg	2600	3100	3500	4000	4400

Die Tabelle läßt erkennen, welch außerordentlich geringen Raum ein solcher Kessel beansprucht.

Gegenüber anderen Röhrenkesseln, die aus vielen kurzen Röhren zusammengesetzt sind, bietet dieser Schlangenrohrkessel den Vortheil, daß verhältnißmäßig viel weniger Dichtungsstellen vorhanden sind und alle Rohre sich frei ausdehnen können, obgleich das Wasser, wie bei einem Zweikammerkessel, frei durch die Rohre hindurchströmt. Die Enden der Schlangenrohre werden durch Schellenverbindung gegen die Siederohre gepreßt. Damit letztere unter dem Drucke der Schrauben nicht zusammengepreßt werden können, ist ein Quersteg in die Siederohre eingezogen.

Als Brennmaterial kann Kohle, Coaks oder Holz verwendet werden. Die Verwendung von Braunkohle empfiehlt sich nur dann, wenn die einzelnen Schlangenrohre wenigstens 10 mm von einander entfernt angeordnet werden können, anderen Falles setzt sich der Zwischenraum zwischen ihnen mit Flugasche oder Ruß zu schnell zu und verringert die Leistungsfähigkeit des Kessels. Es empfiehlt sich aber, sobald dies möglich ist, Coaks als Brennmaterial zu benutzen.

Die stationären, vertikalen Kessel.

Für kleinere Anlagen und namentlich dort, wo man mit dem Raume seiner Breite nach beschränkt ist, aber nach der Höhe Raum zur Verfügung hat, verwendet man vertikale oder, wie man sie auch nennt, stehende Kessel. Es sind zwei Arten von stehenden Kesseln zu unterscheiden, solche mit Heizröhren und solche mit Siederöhren. Von den bekannten Constructionen werden die mit Heizröhren bevorzugt.

Stehende Kessel werden im Allgemeinen nicht eingemauert. Damit sie nicht zu viel Wärme ausstrahlen, umgiebt man sie mit einem die Wärme schlecht leitenden Material. Gewöhnlich bekleidet man sie mit einer Wärmeschutzmasse, die auf der Kesselwand aufgetragen wird.

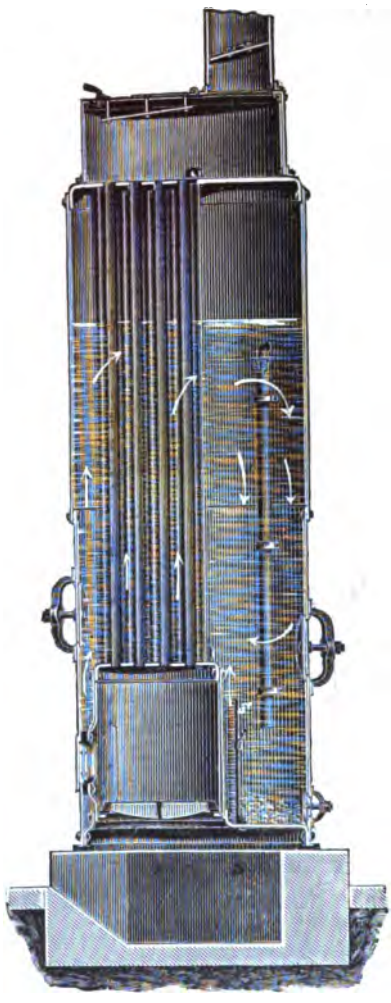


Fig. 449

Fig. 450.

Ein stehender Röhrenkessel mit Heizröhren nach Ausführung von C. Weinbrenner in Neunkirchen bei Siegen ist durch Fig. 449 und 450 wiedergegeben. Die Heizröhren sind in dem Kessel einseitig angeordnet und auch die ovale Feuerbüchse reicht nur bis etwa zur halben Kesseltiefe, sodaß sie vom Wasserraum umgeben ist. In der Decke der Feuerbüchse, also direkt über dem Rost, sind die Heizröhren eingesetzt. Sie reichen durch den ganzen Kessel hindurch bis in die Rauchkammer, die über dem Kessel liegt. Die Heizgase ziehen sonach durch die Heizröhren und durch die Rauchkammer nach der Esse ab. Das Wasser wird deshalb in dem Theile des Kessels, wo die Heizröhren liegen, aufsteigen und auf der freien, hinteren Kesselseite niedergehen. Dieser Wasserumlauf wird durch die einseitige Lage der Heizröhren begünstigt. Auch eine bequeme Reinigung des Kessels ist dadurch ermöglicht. Man kann durch ein Mannloch auf der Rückseite des Kessels einsteigen und zu den Heizröhren gelangen. Bei dem Wasserumlauf setzen sich die Kesselsteintheilchen an der tiefsten Stelle des Kessels nieder. Damit sie beim Wasserumlauf nicht hochgerissen werden, ist in einiger Entfernung von der Feuerbüchse eine Zwischenwand S in den Kessel eingesetzt, hinter der die Verunreinigungen sich ablagern. Die Speiseleitung ist unterhalb des niedrigsten Wasserstandes in den Kessel eingeführt und mündet in einem weiteren Rohr aus, welches innerhalb des Kessels befestigt und nach oben trichterförmig erweitert ist. Das in das weitere Rohr einströmende Speisewasser zieht heißeres Kesselwasser von oben mit in das Rohr hinein und vermischt sich mit diesem, sodaß es eine mittlere Temperatur hat, wenn es in den Kessel gelangt. Diese Kessel werden von der Fabrik in Verhältnissen nachfolgender Tabelle gebaut:

Wasserberührte Heizfläche in qm	4	5	6	8	10	12	15
Kesseldurchmesser in mm	900	950	1000	1100	1150	1200	1300
Kesselhöhe ohne Rauchkammer in mm .	2350	2500	2550	2700	3050	3200	3450
Feuerbüchsenweite in mm	400 600	450 650	500 700	550 800	600 850	650 900	700 950
Feuerbüchsenhöhe in mm	600	600	700	750	800	800	900
Anzahl der Röhren in Stück	16	19	24	31	30	35	42
Aeußerer Durchmesser der Röhren in mm	57	57	57	57	63,5	63,5	63,5
Durchmesser des Schornsteins in mm .	200	220	240	280	300	325	350

Wasserberührte Heizfläche in qm	20	25	30	35	40	45	50
Kesseldurchmesser in mm	1400	1500	1600	1600	1700	1700	1800
Kesselhöhe ohne Rauchkammer in mm .	3750	4200	4450	5000	5050	5300	5400
Feuerbüchsenweite in mm	800 1050	850 1100	900 1200	900 1200	1000 1300	1000 1300	1100 1400
Feuerbüchsenhöhe in mm	950	1000	1000	1000	1100	1100	1200
Anzahl der Röhren in Stück	46	50	50	50	60	64	72
Aeußerer Durchmesser der Röhren in mm	70	70	76	76	76	76	76
Durchmesser des Schornsteins in mm .	400	440	480	480	500	530	560

Soll ein gemauertes Fundament und eine gemauerte Feuerung benutzt werden, so werden die Heizröhren im Boden des Kessels befestigt und der ganze Kessel auf den gemauerten Unterbau aufgestellt.

Einen stehenden Kessel mit Siederöhren von großem Durchmesser nach Ausführung der Aktien-Gesellschaft H. Pauckſch in Landsberg a. d. W. zeigt Fig. 451. Die cylindrische Feuerbüchse ist von vier über Kreuz angeordneten Siederöhren durchdrungen, welche als Gallowayröhren ausgeführt sind. In dem unteren Theile der Feuerbüchse liegt der Rost. Da erstere einen kleineren Durchmesser hat, als der Kessel, so ist der Feuerraum von Wasser vollständig umgeben. Nach oben geht die Feuerbüchse in das Rauchrohr über, das zur Esse führt.

Die Reinigung des Kessels zwischen der Feuerbüchse und der Kesselwand ist nicht so einfach wie bei einem Kessel, in den man einsteigen kann. Indessen sind in der Kesselwand, gegenüber der Ausmündungen der Gallowayröhren, verschließbare Reinigungsöffnungen vorgesehen, welche die Reinigung des Kessels erleichtern. Nachstehende Tabelle giebt die Hauptverhältnisse für die Kessel an, welche die Fabrik baut:

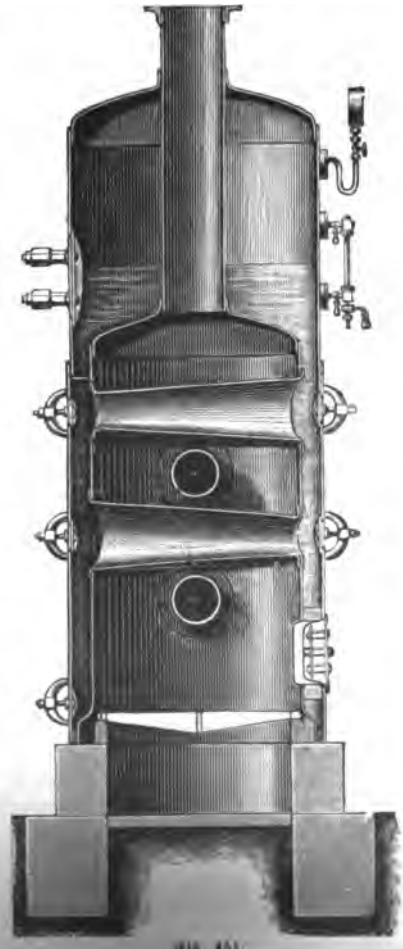


Fig. 451.

Heizfläche in qm	2	4	6	8	10
Kessel { Höhe in mm	1800	2500	2750	3150	3400
Kessel { Durchmesser in mm	650	785	950	1000	1200
Feuerbüchse { Höhe in mm	1200	1750	1950	2350	2350
Feuerbüchse { Durchmesser in mm	500	600	750	800	1000
Feuerröhren { Anzahl in Stück	1	2	3	4	4
Feuerröhren { Durchmesser in mm	265/140	265/140	265/140	265/140	265/140

Heizfläche in qm	12	14	16	18	20
Kessel { Höhe in mm	3400	3700	3700	3850	4000
Kessel { Durchmesser in mm	1250	1250	1400	1500	1570
Feuerbüchse { Höhe in mm	2350	2650	2650	2800	2950
Feuerbüchse { Durchmesser in mm	1100	1100	1200	1300	1400
Feuerröhren { Anzahl in Stück	4	5	5	5	5
Feuerröhren { Durchmesser in mm	340/200	340/200	370/230	370/230	400/250

Die Sockelhöhe beträgt ungefähr 300—500 mm.

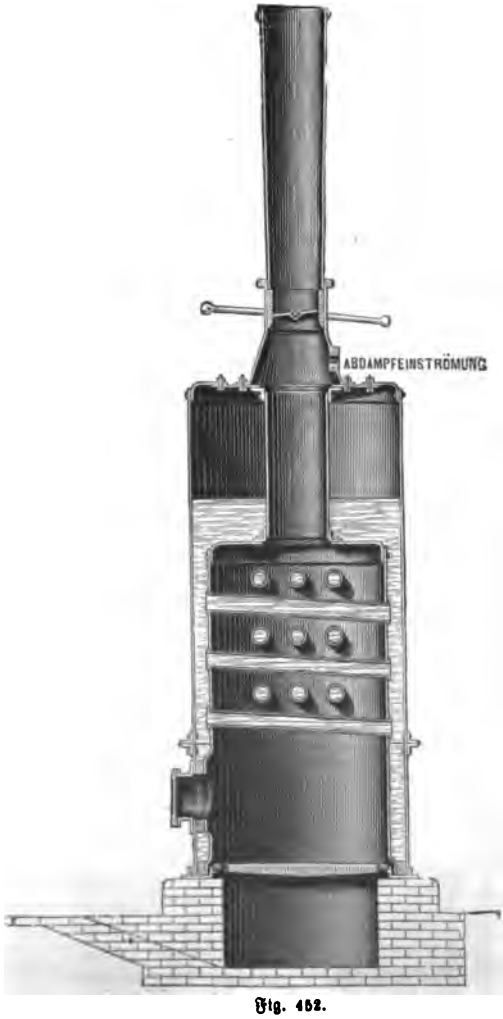


Fig. 452.

Ein stehender Kessel mit Siederöhren von kleinem Durchmesser nach Ausführung von C. Weinbrenner in Neunkirchen bei Siegen ist in Fig. 452 und 453 dargestellt. Achtzehn Röhren, und zwar sechs quer über einander liegende Reihen von je drei Stück, bilden die Siederöhren. Sie sind durch Einwalzen in der cylindrischen Feuerbüchse befestigt. Auch hier ist der Rost am Boden der Feuerbüchse angelegt und das Rauchrohr an der Decke derselben befestigt. Alle Siederöhren haben eine etwas geneigte Lage, um die Fortleitung der Dampfblasen zu erleichtern. Damit es möglich ist, die engen Siederöhren nachzusehen und zu reinigen, ist der Kessel in der Höhe der untersten Siederöhren getheilt und jeder der beiden

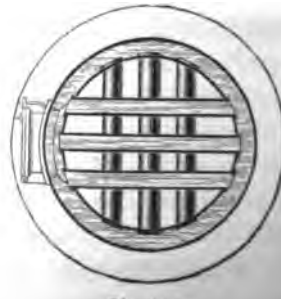


Fig. 453.

Theile mit einem Flanſch verſehen, durch welchen die Befeſtigungsſchrauben hindurchgezogen werden. Zur Reinigung des Keſſels wird der obere Theil desſelben abgenommen und die Feuerbüchſe freigelegt.

Eine beſondere Art Siederohrkeſſel bildet der „Field'ſche“ Keſſel, wie er in Fig. 454 und 455 wiedergegeben iſt. Von der Decke der Feuerbüchſe R des Keſſels K hängen eine Anzahl an ihrem unteren Ende geſchloſſener Siederöhren S frei in den Feuerraum hinein. In jeder dieſer Siederöhren iſt ein engeres Rohr U, das oben und unten offen

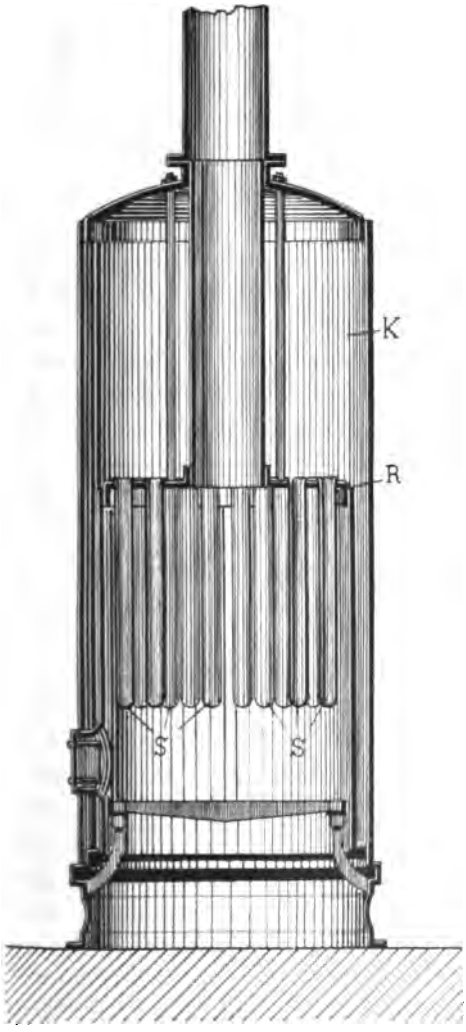


Fig. 454.

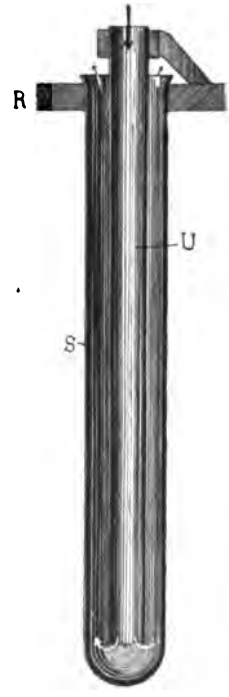


Fig. 455.

iſt, ſo eingehängt, daß es in gleichem Abſtand von der Wand des Siederohres gehalten wird. Das innere Rohr dient als Waſſerumlaufrohr; in ihm ſinkt das kältere Waſſer aus dem Keſſel herunter, während in dem Siederohr das heißere Waſſer und der Dampf nach oben ſtrömen. Die Field'ſchen Röhren ſind ſonach Siederöhren, wie wir ſie ſchon bei den Waſſerröhrenkeſſeln mit einer Waſſerkammer kennen gelernt haben. Sie wurden zum erſten Mal

für stehende Kessel von dem Engländer Field benutzt. Ohne Anwendung der eingehängten Umlaufröhren U setzt sich am Boden der Siederöhren der Schlamm und die Kesselsteintheile ab, und die Röhren brennen sehr bald durch. Durch den lebhaften Wasserumlauf bei Field'schen Röhren kann zwar dieser Uebelstand gemindert, aber er kann nicht aufgehoben werden, und die Kessel sind für unreines Wasser nicht zu empfehlen.

2. Die nichtstationären oder transportablen Kessel.

Wir bezeichnen damit Kessel, welche so gebaut sind, daß sie ohne Schwierigkeit von einer Stelle an die andere transportirt werden können. Die Kessel dürfen deshalb naturgemäß keine Ummauerung haben. Wenn es auch nicht nothwendig ist, daß die Kessel auf Rädern ruhen, wenn wir sie als transportabel bezeichnen, so müssen sie immerhin so gebaut sein, daß sie ein zusammenhängendes Ganzes bilden und nicht in einzelne Theile zerlegt zu werden brauchen, um nach einer anderen Stelle fortgeschafft zu werden. Nichtstationäre Kessel ohne fahrbares Untergestell kommen namentlich zur Anwendung bei Betrieben vorübergehender Art, so beispielsweise an einer Baustelle für die Zeit eines Baues oder als Reservekessel für die Zeit der Reparatur eines stationären Dampfkessels. Wir bezeichnen aber auch die Schiffskessel als nichtstationäre Kessel, weil sie wie diese gebaut sein müssen. Als ein Ganzes müssen sie in den Schiffskörper eingesetzt und aus ihm wieder entfernt werden können.

Nichtfahrbare stationäre Kessel kommen namentlich zur Anwendung bei Betrieben, welche an einem zeitweise oder dauernd wechselnden Ort ausgeübt werden. Es werden als Lokomobilkessel diejenigen bezeichnet, welche, wie in der Landwirthschaft, bald in der Scheune, bald auf dem Felde gebraucht werden, und als Lokomotivkessel solche, welche bei dauernd wechselndem Ort, wie beim Eisenbahnbetrieb, benutzt werden. Mit Ausnahme von den Schiffskesseln sind die nichtstationären Dampfkessel fast stets mit der Dampfmaschine als zusammenhängendes Ganze gebaut und es trägt gewöhnlich der Dampfkessel alle Theile der Dampfmaschine. Es kann hier nicht unsere Aufgabe sein, alle Arten von nichtstationären Kesseln ausführlich zu schildern. Bei der großen Anzahl dieser Arten würde ein besonderes Werk sich erforderlich machen. Im Rahmen dieses Werkes können nur einige Beispiele jeder dieser Kesselarten gegeben und die allgemeinen Gesichtspunkte festgestellt werden.

Schiffskessel.

Für die Schiffskessel ist es eine Hauptbedingung, daß auf einem möglichst kleinen Raume eine möglichst große Heizfläche untergebracht wird. Weil auch die Wandungen des Kessels von Eisen sein müssen, so verlegt man alle Feuerzüge in den Kessel hinein, sodaß die Heizgase nur von Wasser umspülte Heizflächen treffen. Es werden für Schiffskessel Flammrohrkessel, Heizrohr- und Wasserröhrenkessel oder eine Vereinigung dieser Kesselarten benutzt.

Fig. 456 und 457 zeigen einen Heizröhren-Schiffskessel mit Innenfeuerung. Es werden möglichst viel Heizröhren verwendet; so hat zum Beispiel der dargestellte Kessel 193 Stück Heizröhren von 2,2 m Länge und 90 mm lichter Weite.

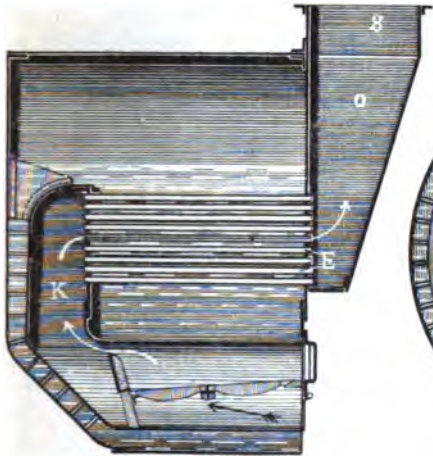


Fig. 456.

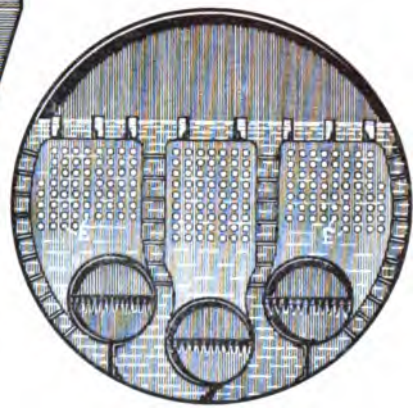


Fig. 457.

Diese ergeben eine große innere Heizfläche auf einem sehr kleinen Raume. Die Heizgase, welche in der Feuerbüchse K aufsteigen, treten durch die Heizröhren E nach der gemeinschaftlichen Heizkammer O, von der sie durch einen Schornstein S abgeführt werden.*) Im Uebrigen unterscheidet sich der Kessel von dem gewöhnlichen Heizröhrenkessel fast nur durch seine gedrungenere Form.

*) In Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik III, 2" heißt es: „Der Zug aller Schiffskessel kann nur durch den Schornstein bewirkt werden, da die Maschinen immer mit Condensation arbeiten, das Blaserohr der Lokomotiven daher nicht anwendbar ist. Aus diesem Grunde können die Röhren auch nur kurz gemacht werden, man nimmt deren Länge etwa gleich dem 25fachen äußeren Durchmesser an, welcher meist zwischen 82 und 102 mm variirt. Die Wandstärke der aus Schmiedeeisen gewalzten Röhren beträgt 3 mm und ihre lichte Entfernung 25—30 mm. Man rechnet erfahrungsmäßig für jede nominelle Pferdekraft, also pro je 0,015 qm Kolbenquerschnitt eine feuerberührte Kesselfläche von 1,9 qm, sodaß, eine nominelle Pferdekraft gleich vier indicirten gesetzt, etwa 0,5 qm Heizfläche pro indicirte Pferdekraft angenommen werden. Die totale Rostfläche R beträgt in der Regel zwischen $^1/_{30}$ und $^1/_{40}$ der Heizfläche, also pro indicirte Pferdekraft etwa 130—160 qm, und man kann hiervon etwa $^1/_4$ als freie Rostfläche, d. h. als Zwischenraum zwischen den Stäben ansehen. Der lichte Querschnitt aller Röhren beträgt etwa $^1/_4$ bis $^1/_5$ der totalen Rostfläche. Hinsichtlich des zu verbrennenden Kohlenquantums pflegt man auf 1 qm Rostfläche der Schiffskessel stündlich zwischen 72—86 kg Steinkohlen zu verbrennen und mit 1 kg Steinkohle zwischen 6 und 9 kg Wasser zu verdampfen. Den Dampfverbrauch pro indicirte Pferdekraft kann man etwa zwischen 8 und 10 kg pro Stunde voraussetzen."

In neuerer Zeit werden hauptsächlich Wasserröhrenkessel als S
benutzt.*)

Von der großen Anzahl von Kesselconstructionen dieser Gruppe
Figuren 458 und 459 einen Wasserröhren-Schiffskessel von L. & C. Ste

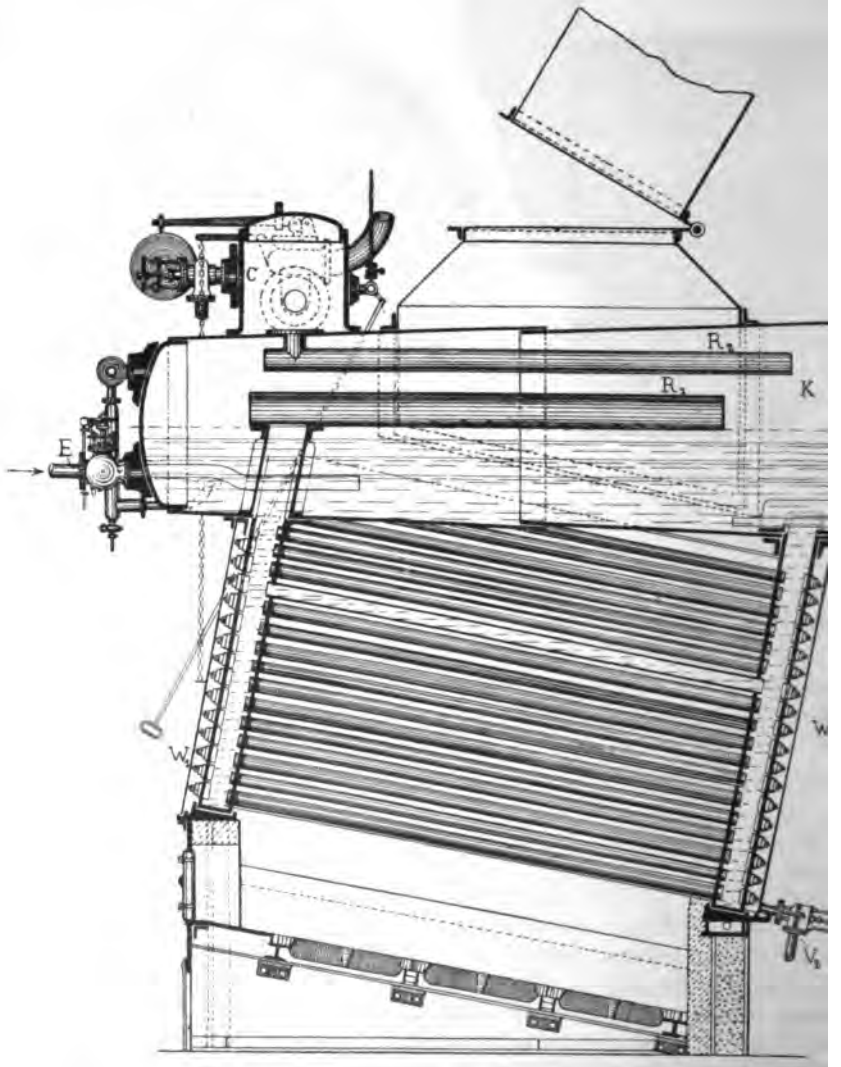


Fig. 458.

in Gummersbach (Rheinprovinz). Der Kessel ist dem früher besprochen
röhrenkessel dieser Firma — Fig. 422 und 423 — seinem Wesen n

*) Eine ausführliche Besprechung der neueren Schiffskessel befindet sich in
von C. Busley in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure", Jahrg. 18

nur gedrungener gebaut. Es ist ein Zweikammerkessel mit zwei zur senkrechten Mittelebene getrennt angeordneten Röhrenbündeln, die einen gemeinschaftlichen Oberkessel haben. Der ganze Kessel ist in einem Blechmantel eingeschlossen, der auch über den mittleren Theil des Oberkessels hinwegreicht und über diesem den Schornstein trägt. Das Speiserohr E mündet vorn in den Oberkessel K, während an dem hinteren Theile desselben und an der tiefsten Stelle der hinteren Wasserkammer W_2 je ein Ablaßventil V_1 und V_2 angeordnet ist. Der Dampf steigt in der vorderen Wasserkammer W_1 auf und wird in dem Ober-

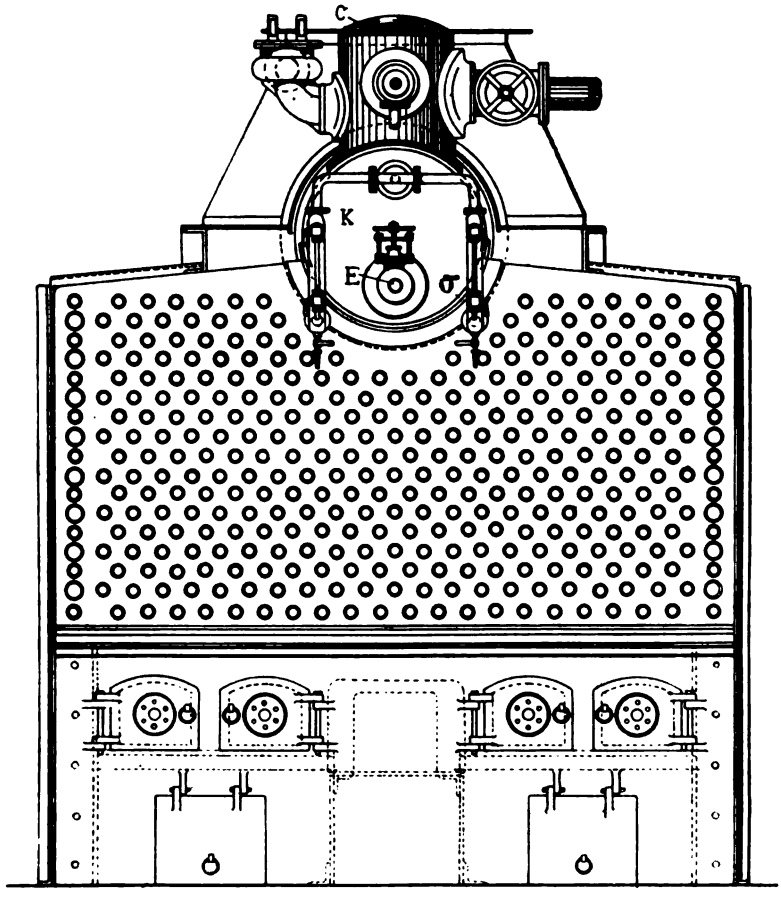


Fig. 459.

kessel dadurch getrocknet, daß er durch ein langes Blechrohr R_1 streichen muß, welches den Dampfraum durchzieht. Aus letzterem Raume gelangt er durch ein anderes Rohr R_2, das in dem Oberkessel freihängend untergebracht ist, in den Dampfdom C.

Hervorzuheben ist die Art und Weise, wie die Wasserröhre kammern verbunden sind, um eine möglichst große Anzahl unterzubringen. Wie sich aus Fig. 460 und 461 ergiebt, er Rohr r_2 einen eingeschweißten Boden b, in welchem kurze Rohr kleineren Durchmesser eingeschraubt sind. Diese engeren Rohre

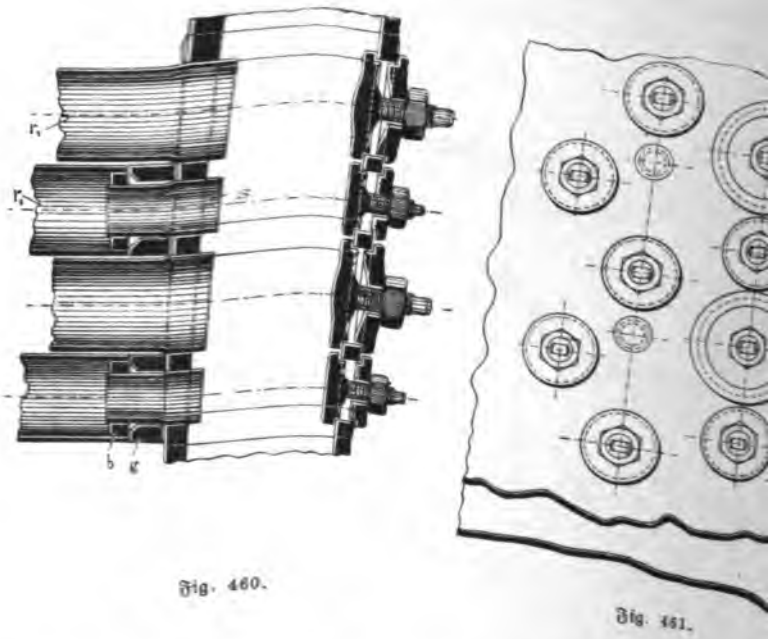


Fig. 460.

Fig. 461.

die weiten Rohre r_1 in den Wandungen der Wasserkammer in bekan durch Einwalzen befestigt, nachdem zur Ausfüllung des Zwischenraum dem Rohrboden b und der Wasserkammer ein konischer, gußeiserner Ri das engere Rohr geschoben worden ist.

Als Schiffskessel ist auch ohne Weiteres der durch die Fig. 445 dargestellte engröhrige Dampfkessel von Otto Lilienthal in Berlin zu Da dieser, der das Wesen der engröhrigen Kessel hinreichend kennzeich führlich behandelt wurde, so können wir von einer weiteren Besprec außerordentlich großen Anzahl engröhriger Kessel, die als Schiffskessel werden, absehen.

Die Lokomobilkessel.

Fast ausnahmslos sind es Heizröhrenkessel, welche als Lokomobil Gebrauch kommen. Die Heizröhren sind in einer Feuerbüchse befest werden diese Kessel neuerdings so gebaut, daß die Feuerbüchse mit den Hei und dem cylindrischen Kessel zum Zwecke der Reparatur oder der Rei herausgezogen werden können.

In Fig. 462 bis 464 ist eine fahrbare Lokomobile von R. Wolf in Magde-burg-Buckau dargestellt. In dem cylindrischen Kesselkörper befindet sich die cylin-drische Feuerbüchse und zwar unterhalb der Mittelebene des Cylinderkessels

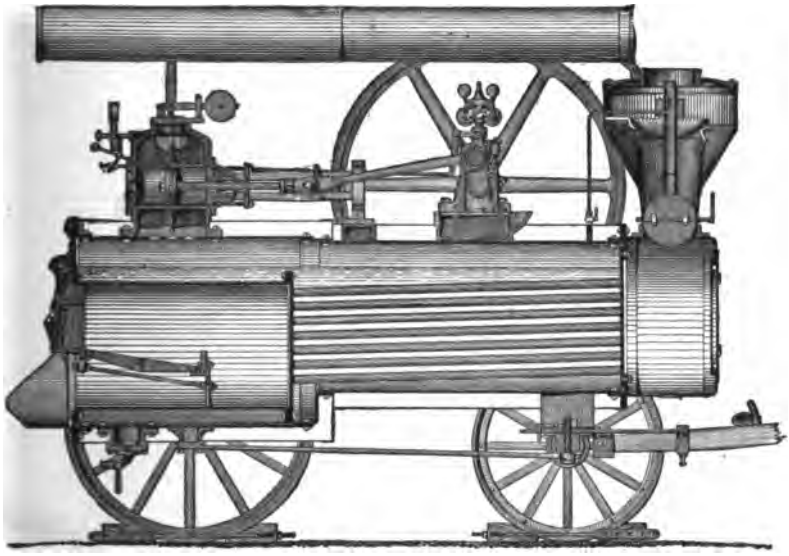


Fig. 462.

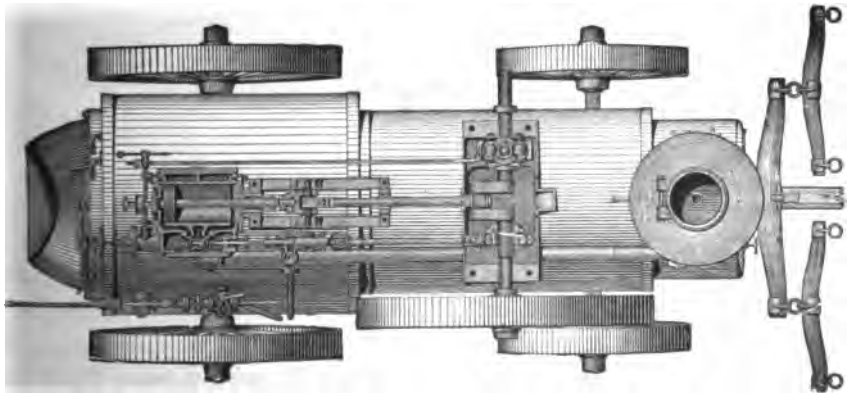


Fig. 463.

angeordnet, damit die Feuerung hinreichend tief liegt. In der hinteren Wand der Feuerbüchse sind die Heizröhren befestigt. Sie reichen bis in die Rauchkammer am vorderen Ende des Kessels, über welcher der Schornstein aufgerichtet wird. Die freien Enden der Heizröhren sind mit dem Boden fest verbunden, der den

Wasserraum von der Rauchkammer trennt. Dieser Boden, sowie der vordere Kesselboden, an dem die Feuerbüchse sitzt, wird mit dem Cylinderkessel nicht vernietet, sondern verschraubt, sodaß nach Lösung der Befestigungsschrauben beide Böden mit der zwischen ihnen angebrachten Feuerbüchse und mit den Heizröhren aus dem Kessel herausgezogen werden können. Damit die Befestigungsschrauben

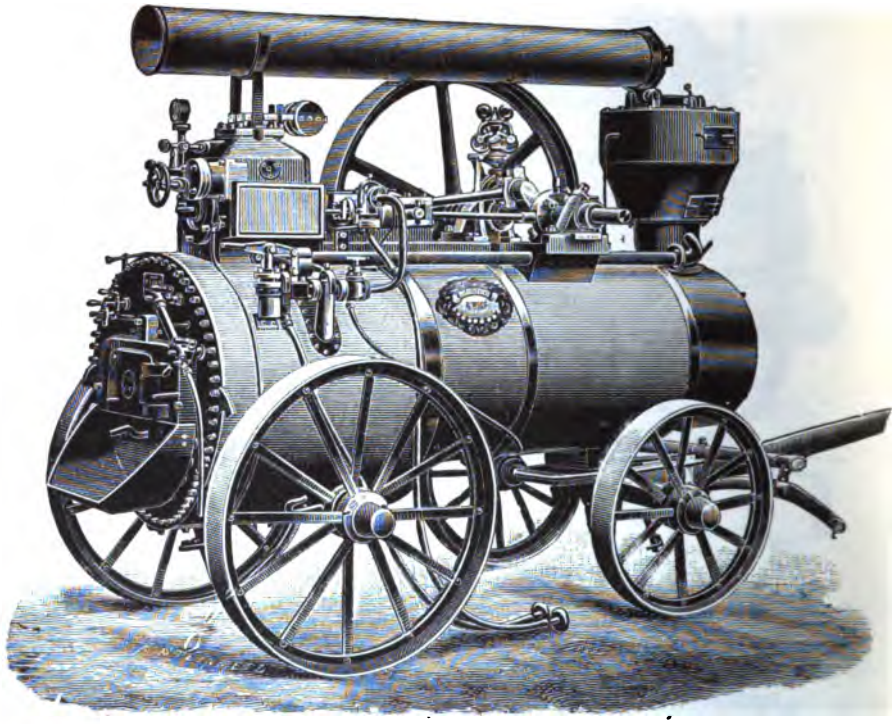


Fig. 464.

nicht einrosten oder verbrennen, werden sie aus Rothguß gemacht. Da die Böden nicht nur eingeschraubt, sondern auch abgedichtet werden müssen, so erfordert der Zusammenbau eine sorgfältige Arbeit.

Der Schornstein ist gegen die Rauchkammer hin mittelst einer Drosselklappe abzuschließen. In dem erweiterten Theile oberhalb derselben nimmt er eine Vorrichtung auf, welche dazu bestimmt ist, einen künstlichen Zug in dem Schornstein hervorzurufen. Gewöhnlich reicht nämlich der natürliche Zug des niedrigen Blechschornsteines zur Unterhaltung des Feuers nicht aus, und es wird deshalb eine Vorrichtung eingebaut, die den Zug verstärkt. Der Schornstein selbst wird an den Lokomobilen umlegbar angebracht, damit sie bei ihrem Transport auch niedrige Durchfahrten passiren können.

Wie die Darstellung erkennen läßt, ist die Dampfmaschine mit dem Schwungrad und dem Regulator auf dem cylindrischen Kessel aufmontirt, sodaß der Kessel selbst als Fundament dient. Der Dampfdom fällt in diesem Falle fort, damit der ganze Raum auf dem Kessel für die Maschine frei bleibt.

Eine nicht fahrbare Lokomobile derselben Firma zeigt Fig. 465. Der Kessel

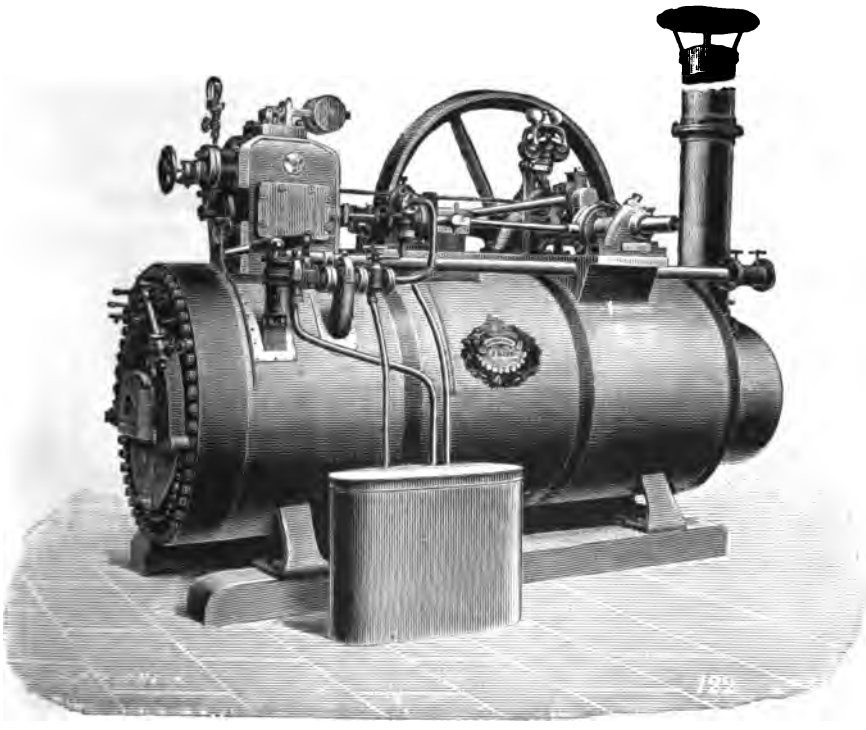


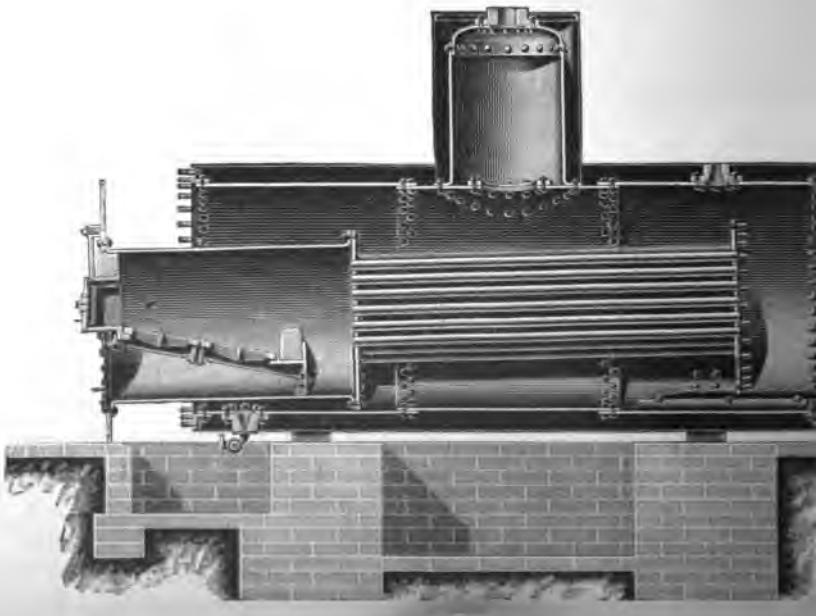
Fig. 465.

ruht auf eisernen Böcken, die auf einem Holzrahmen befestigt sind. Im Uebrigen unterscheidet sich der Kessel von den soeben beschriebenen nicht.

Bei Lokomobilkesseln, welche einen festeren Stand behalten und bei denen die Dampfmaschine nicht auf dem Kessel selbst, sondern auf einem besonderen Fundament aufgestellt ist, kann der Cylinderkessel einen Dampfdom erhalten. Fig. 466 und 467 zeigen einen solchen Lokomobilkessel mit ausziehbarem Röhrenbündel von der vorgenannten Fabrik. Um die Wärmeverluste durch Ausstrahlung so viel als möglich zu verhindern, ist der Kessel mit Wärmeschutzmasse umgeben, welche von einem Blechmantel gehalten wird. Durch die Umhüllung mit einem Blechmantel wird zugleich auch das Aussehen des Kessels verschönert.

In Fig. 467 ist das Röhrenbündel mit der Feuerbüchse etwas aus dem Kessel herausgezogen dargestellt.

Fig. 466.



Die Lokomotivkessel

sind den Lokomobilkesseln ihrer ganzen Construction nach sehr ähnlich, es kommt bei ihnen aber noch mehr darauf an, eine große Heizfläche und zwar von 200 qm und darüber auf einem geringen Raume unterzubringen. Auch arbeiten die Lokomotivkessel im Allgemeinen mit hoher Spannung und zwar von 8—12 Atmosphären. Wir unterscheiden an den Lokomotivkesseln in der Hauptsache drei Theile, und zwar

die Feuerbüchse oder die Feuerkiste, welche die Feuerung aufzunehmen hat, den eigentlichen Dampfkessel und die Rauchkammer.

Wenn auch eine sehr große Anzahl von Constructionen für Lokomotiven gebräuchlich sind, so weichen die Kessel im Wesentlichen nur wenig von einander ab. Fig. 468 und 469 geben den Längsschnitt eines Lokomotivkessels und den Querschnitt durch die Feuerbüchse. Der cylindrische Kessel ist von einer großen Anzahl

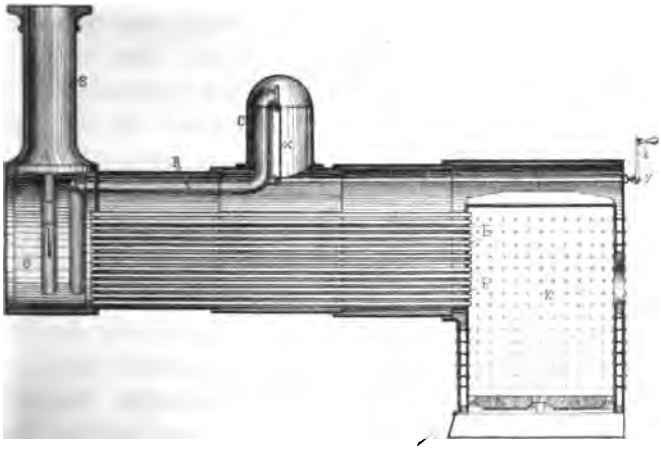


Fig. 468.

Fig. 469.

Heizröhren E durchzogen, die die eigentliche Heizfläche bilden. Es werden bis 200 Röhren und darüber von 40—55 mm Durchmesser und von 3,5—5 m Länge verwendet. Sie sind einerseits in der Hinterwand der Feuerbüchse K, anderseits in der Wand der Rauchkammer O befestigt. Die im Feuerraume der Feuerbüchse erzeugten Heizgase durchziehen die Heizröhren E nach der Rauchkammer O und entweichen von hier durch den Schornstein S. Sie müssen sonach in der Hauptsache auf dem kurzen Wege durch die Heizröhren ihre Wärme abgeben.

Die Feuerbüchse K ist doppelwandig und der Hohlraum zwischen beiden Wänden mit dem Wasserraum des Kessels in Verbindung gesetzt, damit die Wärme, welche im Feuerraume erzeugt wird, zur Wasserverdampfung ausgenutzt werden kann. Da aber die Feuerbüchse einen großen, meist viereckigen Kasten bildet, so müssen ihre Wände ganz besonders gut abgestützt werden, um der hohen

Dampfspannung Widerstand zu leisten. Die Doppelwände werden de
ihrer ganzen Fläche mittelst Stehbolzen unter einander verbunden.

Fig. 470 und 471 zeigen zwei Arten der Stehbolzenverbindung.
durch Fig. 470 dargestellten Bauart werden die beiden Wände W_1 un

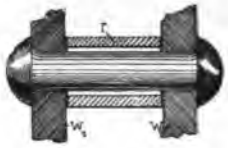


Fig. 470.

Fig. 471.

Feuerbüchse mittelst eines Nietes verbunden, über dessen Schaft man
stück r steckt, welches die Wände in bestimmtem Abstande — gewöhnlic
150 mm — von einander zu halten bestimmt ist. Die Verbindungsart
wird mittelst eines Schraubenbolzens B hergestellt, der durch beide W
W_1 und W_2 hindurchgeschraubt und darauf vernietet wird. Alle s
bindungsmittel für die Doppelwände der Feuerbüchse K sind dem ausg
sie durch Ablagerungen von Kesselstein leiden und durchbrennen. In di
könnte ein großer Theil der Verbindungsmittel zerstört werden, ohne da
zeitig bemerkt werden kann. Um einer solchen Gefahr vorzubeugen, p
die Verbindungsmittel, wie dies bei der Schraube Fig. 471 dargestellt
ihrer Längsrichtung mit einem Loch l zu versehen. Wenn nun ein solch
zerstört wird, dann strömt der Dampf durch das Loch l in die Feuerb
und die Zerstörung macht sich sofort bemerkbar. Mit Rücksicht auf die
werden die Nieten oder Schrauben, welche als Verbindungsmittel di
Kupfer gefertigt, und ebenso die Innenwandungen der Feuerbüchse.
Versteifung der Seitenwände durch die Stehbolzen wird die obere Decke
büchse, welche in den Dampfraum hineinreicht, mittelst aufgesetzter Rippen

Der Dampf sammelt sich in dem Dampfdom C — Fig. 468 — an und
telst des Rohres R, das den Dampfraum des Kessels durchzieht und durch
kammer O hindurchgeführt ist, fortgeleitet. Bei dieser Gelegenheit wird
nachträglich überhitzt, sodaß das Wasser, welches er etwa mitgerissen ha
nachträglich verdampft werden kann. Das Dampfrohr mündet in d
Theil des Dampfdomes C ein. Eine Stütze x dient dem Rohr und eine
die vom Führerstande aus mittelst der Kurbel k gedreht werden kann,
lager. Die Welle bildet die Verlängerung der Ventilspindel des Absp
damit man im Stande ist, vom Führerstande aus die Menge des Betrie
zu regeln oder ihn ganz abzusperren.

Der Zug in dem Schornstein S kann wegen der geringen Höhe
nur ein mäßiger sein. Es wird deshalb zur künstlichen Zugvermehrung
des Schornsteins ein Dampfblaserohr vorgesehen, wie es noch wei
besprochen werden soll. Ist die Lokomotive erst in Bewegung, so läßt

Luft mit größerer Geschwindigkeit dem Rost zuströmen. Es ist dazu in den hinteren Theil des Aschekastens eine Oeffnung vorgesehen, die durch eine Klappe mehr oder weniger geschlossen werden kann. Die Luft wird hier, wie bei den Feuerungen mit künstlichem Gebläse, durch die Rostspalten hineingepreßt. Bei dieser Einrichtung steigt die Zugwirkung mit der Geschwindigkeit der Lokomotive.

Alle fahrbaren Lokomobilen werden mit einem Funkenfänger ausgerüstet, der die noch brennenden Kohlentheilchen in dem Schornstein zurückhalten soll. Ein solcher Funkenfänger ist in Fig. 472 dargestellt. Der Rohrstutzen, der auf die Rauchkammer sich aufsetzt, reicht in einen erweiterten Theil des Schornsteins hinein und läuft selbst trichterförmig aus. Vor der Mündung desselben ist ein schaalenförmiger Körper, der Fangteller, angebracht, gegen den die Kohlentheilchen, die aus der Rauchkammer herausgeschleudert werden, treffen. Dadurch verlieren sie ihre Geschwindigkeit und fallen in die Rauchkammer zurück, auf deren Boden sie sich ansammeln. Aber auch die kleineren Theilchen, welche aus der ringförmigen Oeffnung unterhalb des Fangtellers austreten sollten, verlieren an Geschwindigkeit, sobald sie in den erweiterten Theil des Schornsteins gelangen, und fallen in diesem nieder.

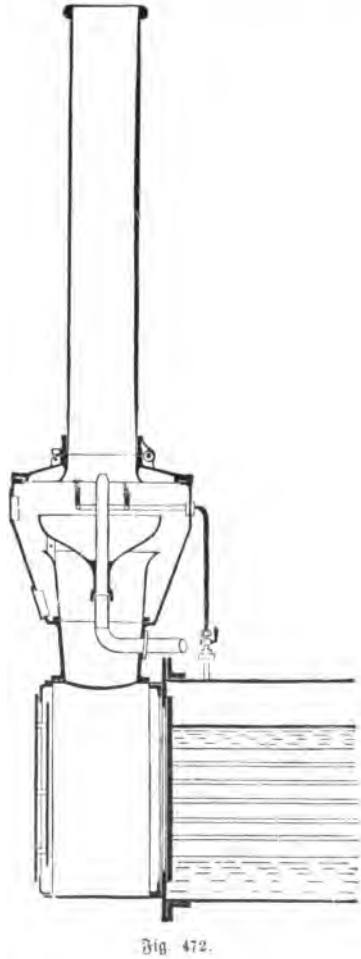


Fig. 472.

Das Blasrohr. Mehr noch wie bei den Lokomobilkesseln ist bei den Lokomotivkesseln ein niedriger Schornstein geboten. Durch ihn kann ein genügender Zug zur Verbrennung des Brennmaterials nicht erzeugt werden. Es muß deshalb ein mechanisches Mittel angewendet werden, um den Zug in dem Schornstein zu erhöhen. Das gewöhnliche Mittel, welches benutzt wird, ist das sogenannte Blasrohr. Es ist dieses ein Rohr, das in der Mittelachse des Schornsteins angeordnet ist und an seinem oberen Ende in eine konische Düse ausläuft, die nach der Schornsteinmündung gerichtet ist. In der Figur 472 ist das Blasrohr durch die Mitte des Fangtellers geführt. Durch dieses Blasrohr wird der Abstoßdampf der Lokomotive oder, wenn dieser nicht ausreicht, direkter Dampf hindurchgeschickt. Die Geschwindigkeit des ausströmenden Dampfes theilt sich innerhalb des Schornsteins den Rauchgasen mit und vermehrt dadurch die Zugwirkung der Feuerung.

Construction und Berechnung der Dampfkessel.

Hat man einen Dampfkessel zu bauen, so wird man vor allen D
nach fragen, wie viel Dampf und unter welcher Spannung er diesen
hat und für welche Betriebsverhältnisse der Dampfkessel bestimmt ist. D
menge, welche der Kessel zu liefern hat, muß gegeben sein. Um sie zu
also um Wasser von einer bestimmten Temperatur in eine Dampf
bestimmter Dampfspannung überzuführen, ist ein bestimmter Bren
verbrauch pro Stunde erforderlich. Zur Verbrennung dieser Brennstoffm
aber eine bestimmte Rostfläche erforderlich sein, und da endlich jeder Qu
der Kesseloberfläche nur eine bestimmte Wärmemenge hindurchläßt, also
eine bestimmte Wassermenge in der Stunde zur Verdampfung bringen
muß berechnet werden, wieviel Quadratmeter Heizfläche der Kessel h
Daraus endlich ergeben sich die hauptsächlichsten Abmessungen des Ke

Die Rostfläche, welche für eine Kesselanlage erforderlich ist, be
aus der Menge des Brennmaterials, welches auf ihr zur Verbrennun
soll. Für diese Verbrennung ist aber nur die freie Rostfläche m
während die totale Rostfläche abhängig ist von der Beschaffenheit d
materials, welches zur Anwendung kommen soll. Gewöhnlich macht m

die freie Rostfläche für Steinkohle $^1/_4$—$^1/_3$ so groß, als die Tota
„ „ „ „ Braunkohle, Torf und Holz $^1/_6$—$^1/_5$ so
die Totalrostfläche.

Lueger*) sagt, es ergeben sich für die verschiedenen Betriebsverhä
Dampfkesselarten etwa folgende Zahlen für die Menge des Brennmateria
auf einem Quadratmeter Rostfläche verfeuert werden kann:

bei langsamer Verbrennung und Unterfeuerung und auf großem R
auf 1 qm Rostfläche,
„ rascher „ „ Innenfeuerung 75 kg auf 1 qm
„ angestrengtem Betrieb und geringwerthigem Brennmaterial 1
1 qm Rostfläche,
„ Schiffskesseln und normaler Verbrennung 90—100 kg auf 1 qm
„ Lokomotivkesseln und beschränkter Rostfläche 300—400 kg
Rostfläche.

Es kann angenommen werden, daß im Mittel auf 1 qm Rostfläch
500000 Wärmeeinheiten entwickelt werden, wobei Abweichungen bis
oben und unten je nach dem Heizwerth des Brennstoffes möglich sind.

*) Lueger, „Lexikon der gesammten Technik III".

**) Die Hütte, „Des Ingenieurs Taschenbuch", giebt für das Verhältniß:

$$\frac{D}{B} = \frac{\text{stündlich erzeugte Dampfmenge in Kilogramm}}{\text{stündlich von der Kesselanlage verzehrte Brennstoffmenge in Kilogra}}$$

folgende Werthe an:

Die Heizfläche des Kessels muß so groß sein, daß sie im Stande ist, die von dem Brennstoff entwickelte Wärme aufzunehmen und auf das Wasser des Kessels zu übertragen. Es sollen dabei die Heizgase auf ihrem Wege bis zum Schornstein möglichst ausgenutzt werden, sodaß sie mit einer Temperatur von 200—250° C. in den Schornstein gelangen. Je länger die Heizgase mit den Kesselwandungen in Berührung sein können, desto sicherer wird der gewünschte Erfolg erreicht werden. Die Wandungen des Kessels werden aber um so weniger Wärme zu übertragen haben, je niedriger die Temperatur der Heizgase ist, und es müssen aus diesem Grunde die Theile der Heizfläche, welche dem Feuer näher liegen, eine größere Menge Wasser in Dampf verwandeln, als diejenigen, welche von dem Feuerherd weiter entfernt sind. Weisbach*) giebt darüber an, daß im günstigsten Falle eine dünne Blechwand, welche in ihrer ganzen Ausdehnung der direkten Flamme ausgesetzt ist, 65—70 kg Wasser für jedes Quadratmeter ihrer Heizfläche verdampft. Es sei aber klar, daß mit einer Verdampfung bei hoher Temperatur eine vortheilhafte Ausnutzung der erzeugten Wärme unvereinbar sei, weil die aus dem Kessel abziehenden Heizgase um so mehr Wärme mit entführen, je höher die Temperatur ist, mit welcher sie den Kessel verlassen.

Versuche von d'Arced haben ergeben, daß bei einer Verdampfung von 65—70 kg pro Quadratmeter Heizfläche 1 kg Steinkohle für jedes Kilogramm erzeugten Wasserdampfes verbraucht wird, wobei gewöhnliche Kessel die sechs- bis neunfache Menge Wasser verdampfen. Bei einer so großen Verdampfungsfähigkeit des Kessels werden aber auch die Heizgase heißer entweichen müssen, als bei weniger starkem Betrieb. Mit Rücksicht auf einen sparsamen Brennstoffverbrauch soll man daher keineswegs eine möglichst große Verdampfungsfähigkeit der Heizfläche erstreben, sondern den Kesseln eine möglichst große Heizfläche geben, und zwar eine um so größere, je höher der Preis des Brennmaterials ist.

Wenn wir über die Leistungsfähigkeit einer Heizfläche bei Dampfkesseln sprechen, dann verstehen wir darunter nur eine durchschnittliche Leistung, denn es wird in der Nähe der Feuerung etwa das Dreifache verdampft, wie am Ende der Heizkanäle. Die Leistungsfähigkeit wird aber auch eine verschiedene sein, je nachdem der Betrieb eines Kessels ein mäßiger, ein flotter oder ein angestrengter ist. Je stärker diese Anstrengung ist, desto geringer wird, wie wir bereits wissen, der Wirkungsgrad der Feuerung sein.**) Welchen Einfluß die

für Steinkohle	5,5 bis 10		für Holz	2,5 bis 3,5	
„ Coaks	4,5 „ 8		„ Stroh	1,5 „ 2,0	
„ Braunkohle	2,0 „ 4,5		„ Lohe	1,0 „ 1,1	
„ Torf	1,5 „ 3,0				

womit sich die von einer bestimmten Menge Brennmaterial stündlich erzeugte Dampfmenge in Kilogramm berechnen läßt.

*) Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II".

**) Es heißt in der Hütte, „des Ingenieurs Taschenbuch":

„Zur ungefähren Bestimmung der erforderlichen Heizfläche H der Kesselanlage dienen folgende Angaben:

Bei einer stündlich zu erzeugenden Dampfmenge von D kg (mit 600 Calorien Erzeugungswärme entsprechend etwa 50° Speisewassertemperatur und 5 Atmosphären Dampfüberdruck)

Art des Betriebes hat, läßt die nachstehende Tabelle, welche der entnommen ist, erkennen:

Brennmaterial	Art der Verbrennung			
	sehr langsam	langsam	normal	lebhaft
Steinkohlen	1	2	3	5
Beste Braunkohlen	3,33	5,55	8,75	12,85

Dieser ungünstige Einfluß des verstärkten Betriebes wird nicht al hervorgerufen, daß die Heizgase mit einer hohen Temperatur in den abziehen, sondern auch durch die verschiedenen Wärmeverluste, welch strahlung des Kesselmauerwerkes hervorruft.

Wahl der Art des Kessels. Zur Beurtheilung, welche Kessela bestimmten Betrieb die geeignetste ist, gehören außer den genannten An auch noch große, eigene Erfahrungen. Es wird zunächst zu berücksi ob der Betrieb ein ununterbrochener, durch Tag und Nacht laufend ob er sich nur auf gewisse Stunden des Tages erstreckt, ob dem Kessel gleichmäßig oder nur zeitweise und in wechselnden Mengen entnommen w Speisewasser vorhanden und welches Brennmaterial verwendet werden Die ganze Kesselanlage muß aber so ausgeführt werden, daß die Erzeu für den Dampf möglichst niedrig ausfallen.**)

---

ist, wenn auf 1 qm der Rostfläche R in der Stunde 80 kg Steinkohlen von W solutem Heizeffekt verbrannt werden:

bei H : R = 20	25	30	40	50	60	70
D : H = 25	22,5	20	16	14	12	10

woraus H zu ermitteln."

$\frac{D}{H}$ = die Anstrengung des Kessels.

*) Hütte, „des Ingenieurs Taschenbuch". Der Forcirungsgrad drückt aus durch:

$$\frac{B}{H} = \frac{\text{stündlich von der Kesselanlage verzehrte Brennmaterialmenge in Kilog}}{\text{Heizfläche des Kessels in Kilogramm}}$$

**) Die Hütte, „des Ingenieurs Taschenbuch", giebt zur Berechnung Tabelle für Steinkohlen-Feuerung an mit den Bezeichnungen:

R = Gesammt-Rostfläche in Quadratmetern,
H = Heizfläche des Kessels in Quadratmetern,
B = stündlich von der Kesselanlage verzehrte Brennstoffmenge in Kilog
D = „ erzeugte Dampfmenge in Kilogramm,

$$\sigma = \text{Ausstrahlungsverhältniß} = \frac{\text{ausgestrahlte Wärme}}{\text{auf dem Rost nutzbar gemachte Wärm}}$$

Dasselbe beträgt:
für Innenfeuerungen 0,25 bis 0,3,
„ Unterfeuerungen 0,2 „ 0,25.

Art der Verbrennung	In 1 Stunde verbrannt 1 qm Heizfläche Kohle (kg). Vorrichtungsgrad der Feuerung B : H	In 1 Stunde 1 qm Rostfläche verbrennt Kohle (kg) B : R	Verhältnis der Heizfläche / Rostfläche H : R	Zugeführte Luftmenge für 1 kg Brennstoff L (kg)	Wirkungsgrad der Feuerung	Verbrennungstemperatur (in Graden C.)	Temperatur der Heizgase im Fuchs (in Graden C.)	Wirkungsgrad der Heizfläche	Wirkungsgrad der Kesselanlage	Des Kessels: Leistung; 1 kg Brennstoff erzeugt Dampf (in kg) in der Stunde D : B ohne Vorwärmer	Des Kessels: Leistung; 1 kg Brennstoff erzeugt Dampf (in kg) in der Stunde D : B mit Vorwärmer	Des Kessels: Anstrengung; 1 qm Heizfläche erzeugt Dampf (in kg) in der Stunde D : H ohne Vorwärmer	Des Kessels: Anstrengung; 1 qm Heizfläche erzeugt Dampf (in kg) in der Stunde D : H mit Vorwärmer	Art der Feuerungsanlage
sehr langsam (sehr theuerer Brennstoff; nur ausnahmsweise zu wählen)	1	40 bis 50 (50)	40 bis 50 (50)	22,0	0,90	856	169	0,862	0,776	8,95	10,01	8,95	10,01	Innenfeuerung $\sigma = 0{,}3$
						978	170	0,861	0,775	8,94	10,00	8,94	10,00	Unterfeuerung $\sigma = 0{,}2$
						1223	174	0,858	0,762	8,79	9,83	8,79	9,83	Vorfeuerung $\sigma = 0$
langsam (für neue Anlagen unter gewissen Verhältnissen)	2	50 bis 70 (50)	25 bis 35 (25)	20,5	0,85	865	233	0,811	0,689	7,95	8,89	15,90	17,78	Innenfeuerung $\sigma = 0{,}3$
						988	246	0,801	0,681	7,86	8,78	15,72	17,56	Unterfeuerung $\sigma = 0{,}2$
						1235	272	0,780	0,663	7,65	8,55	15,30	17,10	Vorfeuerung $\sigma = 0$
normal	3	70 bis 100 (75)	23 bis 33 (25)	19,0	0,85	930	314	0,764	0,649	7,49	8,37	22,47	25,11	Innenfeuerung $\sigma = 0{,}3$
						1062	341	0,743	0,631	7,28	8,14	21,84	24,42	Unterfeuerung $\sigma = 0{,}2$
						1328	394	0,713	0,596	6,88	7,69	20,64	23,07	Vorfeuerung $\sigma = 0$
lebhaft (gesteigerter Fabrikbetrieb; Lokomobilen)	5	100	20	17,5	0,80	946	434	0,679	0,543	6,27	7,00	31,35	35,00	Innenfeuerung $\sigma = 0{,}3$
						1081	482	0,643	0,514	5,93	6,63	29,65	33,15	Unterfeuerung $\sigma = 0{,}2$
						1351	586	0,567	0,454	5,24	5,86	26,20	29,30	Vorfeuerung $\sigma = 0$

Kesselmaterial. Ueber das Material, das zur Herstellung benutzt wird, wurde schon in der Einleitung gesprochen. Es sei die besondere Bestimmung hingewiesen, welche von dem „Verei Eisenhüttenleute“ in Gemeinschaft mit den „Dampfkessel-Ueb vereinen“ herausgegeben wurden. Es heißt in diesen Bestimmung

1. Kesselbleche aus Schweißeisen.

Es sind drei Sorten Kesselblech aus Schweißeisen zu unterschei

1. Feuerblech, 2. Bördelblech, 3. Mantelblech.

Aus Feuerblech müssen alle diejenigen Theile der Kesselwand werden, welche die erste strahlende Hitze des Feuerherdes aufzun Zu den Flammrohrschüssen und zu den Theilen, welche gebördelt werden müssen, wie z. B. Böden, Dome, Stutzen u. dergl., ist B verwenden. Alle anderen Theile der Kesselwandung dürfen aus gefertigt werden.

Die Festigkeit (Zerreißprobe) soll folgende Mindestzahlen bei B 25 mm Dicke ergeben:

Qualität: Faserrichtung	Feuerblech		Bördelblech	
	längs	quer	längs	quer
Festigkeit in kg auf den qmm	36	34	35	33
Dehnung in %	18	12	12	8

Zur Berechnung der totalen Rostfläche R in Quadratmetern sind Anna Verhältniß $\frac{B}{R}$ oder $\frac{R}{H}$ nach folgenden Angaben, welche den Vorträgen über Ingenieurs Pohlhausen in Mittweida entnommen sind:

		mäßiger Betrieb	flotter Betrieb	forcir
für Steinkohlen	$\frac{B}{R} =$	60 bis 70	90 bis 100	150
„ Braunkohlen	$\frac{B}{R} =$	160 „ 200	230 „ 260	350

Oberingenieur Haage in Chemnitz empfiehlt:

für sächsische Steinkohlen . . . . . $\frac{B}{R} =$ 70 b

„ nicht zu stark schlackende Kohle und guten Zug . . . $\frac{B}{R} = 110$

„ Braunkohlen . . . . . $\frac{B}{R} = 100$

Der elsässische Dampfkessel-Revisionsverein giebt folgende Werthe für das V

für sehr kohlenstoffreiches Material (Coaks, Anthracit) . $\frac{R}{H} = \frac{1}{55}$ bi

„ englische, westfälische, belgische Förderkohle . . . . . $\frac{R}{H} = \frac{1}{40}$ „

„ Saarkohle . . . . . $\frac{R}{H} = \frac{1}{35}$ „

„ Gries- und Kleinkohle je nach Schlackengehalt . . . $\frac{R}{H} = \frac{1}{30}$ „

Jede Ziffer der Festigkeit oder Dehnung darf um die Zahl 1 kleiner sein, als die betreffende Mindestzahl, wenn die zugehörige andere Mindestzahl um ebensoviel größer ist.

Bei Blechen von mehr als 25 mm Dicke verringert sich die Festigkeit bei Vergrößerung der Dicke um je 2 mm stets um 0,5 kg auf den Quadratmillimeter des ursprünglichen Querschnittes, sodaß zum Beispiel nur zu betragen braucht:

bei Dicken von mm	bei Feuerblech-Qualität die Festigkeit längs kg	bei Feuerblech-Qualität die Festigkeit quer kg	bei Bördelblech-Qualität die Festigkeit längs kg	bei Bördelblech-Qualität die Festigkeit quer kg	bei Mantelblech-Qualität die Festigkeit längs kg	bei Mantelblech-Qualität die Festigkeit quer kg
26 bis 28	35,5	33,5	34,5	32,5	32,5	29,5
28 „ 30	35,0	33,0	34,0	32,0	32,0	29,0
30 „ 32	34,5	32,5	33,5	31,5	31,5	28,5
32 „ 33	34,0	32,0	33,0	31,0	31,0	28,0

Soll also beispielsweise ein Blech zum Kesselmantel von 30 mm Dicke doch die Festigkeit von 33 kg längs und 30 kg quer zur Faser haben, so muß es in Bördelblechqualität bestellt werden.

Die Zerreißfestigkeit darf in keinem Falle mehr als 40 kg betragen.

2. Kesselbleche aus Flußeisen.

Es sind drei Sorten Kesselbleche aus Flußeisen zu unterscheiden:

1. Feuerblech, 2. Mantelblech I, 3. Mantelblech II.

Aus Mantelblech II dürfen nur solche Theile des Kesselmantels gefertigt werden, welche von den Feuergasen nicht berührt werden, wie z. B. die Mäntel der Schiffskessel.

Aus Mantelblech I dürfen nur solche Theile des Kesselmantels gefertigt werden, welche nicht im ersten Feuerzuge liegen.

Alle übrigen Theile der Kesselwandung einschließlich derjenigen, welche gebördelt werden, wie z. B. Böden, Stutzen, Dome u. s. w., sind aus Feuerblech herzustellen.

Anforderungen an die Festigkeit.

a. Feuerblech: Qualitätsziffer für Lang- und Querfaser: 62, nämlich: Zerreißfestigkeit: 34—40 kg, Dehnung mindestens 25%.

b. Mantelblech I: Qualitätsziffer für Lang- und Querfaser: 61, nämlich: Zerreißfestigkeit: 36—42 kg, Dehnung mindestens 22%.

c. Mantelblech II: Qualitätsziffer für Lang- und Querfaser: 60, nämlich: Zerreißfestigkeit: 39—45 kg bei Blechen bis zu 24 mm Dicke, 38—44 kg bei Blechen von 24 mm Dicke und darüber, Dehnung in beiden Fällen mindestens 20%.

Die Qualitätsziffer muß bei allen Blechen stets erreicht werden. Beträgt z. B. die Zerreißfestigkeit eines Feuerbleches nur 34 kg, so muß sich die Dehnung auf mindestens 28% beziffern.

Die Zuſammenſetzung der einzelnen Blechtafeln erfolgt durch Nie
der Keſſel aus einzelnen Schüſſen zuſammengeſetzt wird (ſiehe Nietv
Vorn und hinten wird der Keſſel mit Böden verſchloſſen, welche e
oder gewölbt ſind. In den Böden und in den einzelnen Blechen mi
erforderlichen Oeffnungen für die Flammrohre, den Dom u. dergl. b

Um nun die Blechdicke des Keſſels berechnen zu können, iſt es
man den Durchmeſſer des Keſſels kennt. Derſelbe beſtimmt ſich n
praktiſchen Angaben unter Berückſichtigung der in Obigem angegeb
als Heizfläche, Dampfproduktion und dergleichen. So kann man z.
Verhältniſſe annehmen:

Für einfache Walzenkeſſel:

Durchmeſſer (lichte Weite) = 0,9 bis 1,5 m,
Länge . . . . . = 4 „ 10 m.

Für mehrfache Walzenkeſſel:

Durchmeſſer (lichte Weite) des Oberkeſſels . . = 0,9 bis 1,5
Länge . . . . . = bis 11 m,
Durchmeſſer (lichte Weite) des Unterkeſſels . . = 0,6 bis 1 n
„ der Verbindungsſtutzen ungefähr = 0,45 m.

Für Flammrohrkeſſel:

Durchmeſſer (Manteldurchmeſſer) bis zu 1,55 m, bei Einflam
nicht unter 1,4 m, bei Zweiflammrohrkeſſeln nicht unter
Durchmeſſer (lichte Weite) der Flammrohre ungefähr gleich
des Keſſeldurchmeſſers.

Zur Beſtimmung des Durchmeſſers der Flammrohre dienen a
Angaben mit: Die Ebene des niedrigſten Waſſerſtandes ſoll $^1/_4$ des D
meſſers des Keſſels von der oberen Kante des Keſſels abſtehen. Er
beſtens 100 mm über den Flammrohren ſtehen. Zwiſchen Mantel u
rohr muß wenigſtens ein Abſtand von 130 bis 150 mm bleiben. (
dieſer Abſtand wenigſtens zwiſchen den beiden Flammrohren verbleib
Länge wenigſtens eines Schuſſes müſſen ſie jedoch wenigſtens 28(
fernung haben.

Es wird ſich im Allgemeinen empfehlen, die Blechdicke ſo gering
zu nehmen. Je ſtärker die Bleche, deſto ſchwerer wird die Wärme d
je ſchlechter wird alſo das Wärmeleitungsvermögen. Anderſeits e
Feſtigkeit wieder beſtimmte Blechdicken. Es ſpricht daher bei der Ber
Blechſtärken eines Keſſels die Erfahrung außerordentlich mit. v. Rei
ſeinem Werke „Anlage und Betrieb der Dampfkeſſel I“: „Nun lef
fahrung, daß Bleche, welche ſtärker als 12 bis 13 mm ſind, die D
ſchlecht leiten, während ſolche von 10 mm Dicke und darunter g
leiſten.“

„Demnach ſtellen wir als Regel auf: Die Blechdicke der Keſſel (
auf ihre Wirkung als Heizfläche Werth legt) ſoll unter keinen Umſtän
als 12 bis 13 mm, nur in Ausnahmefällen größer als 10 mm und f
Verhältniſſe [illegible] oder gleich 10 mm ſein.“

Die Blechdicken der Dampfkessel berechnet man meistens nach den Angaben der sogenannten Hamburger Normen 1891, wie sie vom Verbande der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine aufgestellt worden sind.

Man hat vier verschiedene Blechstärken zu berechnen und zwar:

die Blechstärken der cylindrischen Dampfkessel-Wandungen mit innerem Ueberdruck, die Walzenkessel und dergleichen,
„ „ der Dampfkessel-Flammrohre mit äußerem Ueberdruck,
„ „ ebener Flächen, also flacher Böden,
„ „ gewölbter Böden.

Die Wandstärken neuer Dampfkessel sind so zu bemessen, daß die Zugspannung des Bleches an der schwächsten Stelle nicht mehr als $^1/_6$ der Zugfestigkeit des Materials beträgt.

Bei Anwendung doppelt gelaschter Nähte und sorgfältiger Herstellung des Kessels in Bezug auf Material und Arbeit darf eine Zugspannung bis zu $\frac{1}{4{,}5}$ der Zugfestigkeit des Materials gestattet werden.

Der Sicherheitsgrad des Bleches gegen Zerreißen muß also hiernach 5, bezw. 4,5 betragen. Die Blechstärke ist auch von der Festigkeit der Nietnaht im Vergleiche mit der Festigkeit des vollen Bleches abhängig. Die Nietnähte sollen stets so ausgeführt werden, daß die Widerstandsfähigkeit der Nieten gegen Abscheeren nicht geringer, als die in Rechnung zu ziehende Festigkeit des Bleches in der Nietnaht ist.

Bei Laschennietungen sollen die Laschen aus Blechen von mindestens gleicher Güte, wie die der Mantelbleche, geschnitten werden.

Die Festigkeit von gut und mittelst Ueberlappung geschweißter Nähte kann bei Schweißeisen zu 0,7 der Festigkeit des vollen Bleches in Rechnung gesetzt werden.

Man bezeichnet 0,7 als das Festigkeitsverhältniß.

Die Blechdicke darf indessen nie geringer als 7 mm genommen werden.

Es ist zu erwägen, ob je nach den örtlichen Betriebseinflüssen ein Zuschlag zu machen ist; nothwendig ist ein solcher, wenn die Rechnung eine Blechdicke unter 1 cm ergiebt.*)

---

*) Wird mit

s = Blechdicke in Centimetern,
D = innerer Durchmesser des Kessels in Centimetern,
p = größter Betriebsdruck in Kilogramm pro Quadratcentimeter,
m = 5, bezw. 4,5 der Sicherheitsgrad gegen Zerreißen,
k = Zugfestigkeit des Materials in Kilogramm pro Quadratcentimeter,
φ = Festigkeit der Nietnaht im Vergleiche mit der Festigkeit des vollen Bleches

bezeichnet, so ist: $s = D\,\frac{p \cdot m}{2\,k\,\varphi}$ oder $p = k\,\frac{2\,s\,\varphi}{D \cdot m}$.

v. Reiche, „Anlage und Betrieb der Dampfkessel I", giebt folgende Formel für die Blechstärke derjenigen Bleche an, welche keine Heizfläche bilden:

$$s = \frac{D}{1000}\,p,$$

und für die Blechstärke derjenigen Bleche, welche die Heizfläche bilden, folgende Formel:

$$s = 0{,}2\text{ cm} + \frac{D}{1000}\,(2 + p),$$

Ueber die Berechnungen der Blechdicken für Flammrohre äußert sich Weißbach*):

„Die durch die Kessel gehenden Rauch- und Feuerröhren werden durch den Dampfdruck auf Zerknicken in Anspruch genommen. Würde es möglich sein, diese Röhren genau nach der Form von Kreiscylindern darzustellen, und würde die Pressung rings herum gleichmäßig gegen die Achse wirken, so würde das Material lediglich einer Druckspannung ausgesetzt sein, welche in derselben Weise zu berechnen wäre, wie die Zugspannung der Kessel mit innerem Druck. Da es aber niemals möglich ist, den Querschnitt der Feuerröhren genau kreisrund zu gestalten, da insbesondere durch das Ueberblatten der Blechränder an der Nietfuge immer eine Abweichung von der kreisförmigen Querschnittsgestalt sich einstellt, so wird das Material außer der rückwirkenden Spannung noch einer gewissen Biegungsspannung ausgesetzt, welche um so größer ausfällt, je mehr die Querschnittsform von einem genauen Kreise abweicht. Die Feuerröhren werden daher, wenn sie zu geringe Widerstandsfähigkeit haben, niemals durch Zerdrücken, sondern immer durch Zerknicken zerstört, indem der äußere Dampfdruck die vorhandene Abweichung des Querschnittes von der genauen Kreisform zu vergrößern strebt. In dieser Beziehung ist die Anstrengung der Feuerröhren wesentlich ungünstiger, als diejenige der Siederöhren mit innerem Druck, da bei diesen der Dampfdruck immer bestrebt ist, eine Abweichung von der genau kreisförmigen Gestalt des Umfanges zu verringern und diese vortheilhafteste Form der größtmöglichen Widerstandsfähigkeit herzustellen. Es wird daher auch gerade bei den Feuerröhren von besonderer Wichtigkeit sein, dieselben möglichst genau kreisrund herzustellen, und in dieser Beziehung sind die geschweißten Feuerröhren, wie dieselben in allen Röhrenkesseln Anwendung finden und wie sie neuerdings in großen Durchmessern für die Flammrohrkessel ausgeführt werden, den genieteten Röhren vorzuziehen. Feuerröhren von anderen als kreisförmigen, etwa von elliptischem Querschnitte, sollte man daher niemals anwenden, wenn nicht durch die Construction eine besondere Versteifung vorgesehen ist, wie z. B. bei den Flammröhren der Galloway-kessel durch die eingesetzten Quersieder erreicht wird."

Ein Flammrohr mit Quersiedern ist in Fig. 473 wiedergegeben. Die einzelnen Stöße des Flammrohres sind in einander gesteckt und mit einander vernietet.

---

in welchen s und D in Centimetern und p in Atmosphären einzusetzen ist. Es ist jedoch hierbei darauf zu achten, daß man, der gleichmäßigen Ausdehnung wegen, in demselben Querschnitt nicht verschiedene Blechstärken anwenden darf.

Lueger, „Lexikon der gesammten Technik", giebt folgende empirische Formeln zur Berechnung der Blechstärke s in Millimetern, welche sich durch die Erfahrung gebildet haben, an:

Für Bleche aus Schmiedeeisen:

$s = 1{,}5\,D \cdot p + 2$ bei einfacher Nietung und $s = 1{,}2\,D \cdot p + 2$ bei doppelter Nietung.

Für Bleche aus Stahl:

$s = 1{,}1\,D \cdot p + 2$ bei einfacher Nietung und $s = 0{,}9\,D \cdot p + 2$ bei doppelter Nietung.

Der Durchmesser D des Kessels ist in Metern, p in Atmosphären einzusetzen.

*) Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik".

In jedem der Stöße F ist ein Gallowayrohr G quer eingesetzt. Das Gallowayrohr dient als Versteifung für den einzelnen Stoß und zugleich als Siederohr.

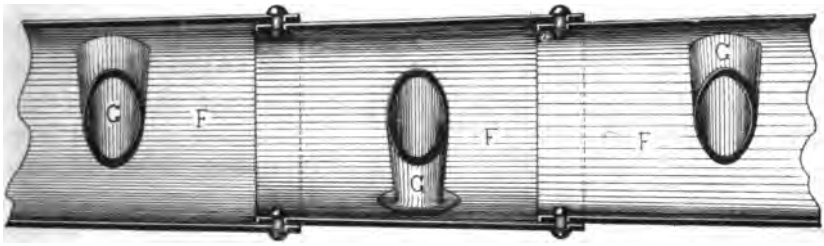


Fig. 473.

Auch die Länge der Flammrohre wird auf die Blechdicke derselben von Einfluß sein. Je nach der Bauart des Kessels muß diese Länge zwischen den beiden Kesselböden oder zwischen je zwei Versteifungen des Rohres gerechnet werden. Man steift, wie schon früher erwähnt wurde, die Flammrohre ab, damit man ihnen nicht zu große Wandstärke zu geben hat. Es ist nicht allein der auf ihren Umfang wirkende Druck, durch welchen die Flammrohre in Anspruch genommen werden, während sie auf der Innenseite von Feuergasen bestrichen werden; es ist auch der Temperatureinfluß der Feuergase, der an ihre Festigkeit große Ansprüche stellt. So werden Flammrohre mit Innenfeuerung an ihrer oberen Hälfte durch die strahlende Wärme des glühenden Brennmaterials einer ungleich höheren Temperatur ausgesetzt, als an ihrer unteren. Hinter der Feuerung herrscht im Flammrohr eine ganz andere Temperatur, als innerhalb desselben. Um diesen ungleichmäßigen Einflüssen auf die Festigkeit und Nachgiebigkeit des Flammrohres Rücksicht tragen zu können, sucht man sie durch den Einbau von Versteifungen in geeigneter Weise abzustützen und macht sie, wie dies beispielsweise bei gewölbten Röhren der Fall ist, durch ihre äußere Form nachgiebiger.

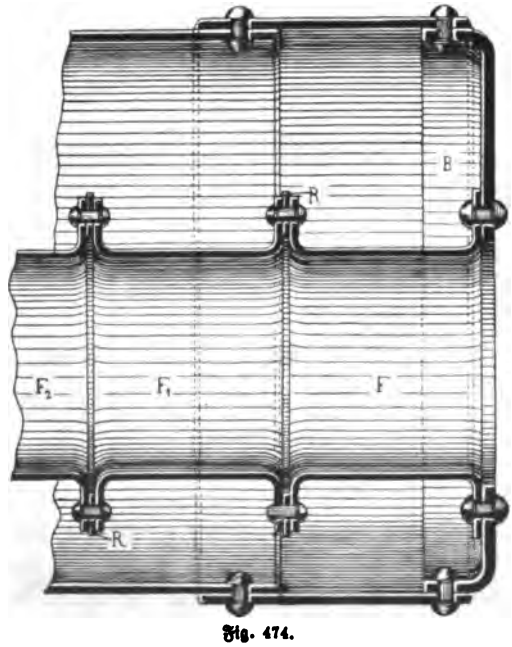


Fig. 474.

Die Versteifung der Flammrohre*). Eine häufig angewendete Versteifung ist die in Fig. 474 wiedergegebene. Die Verbindung des Flammrohres F mit dem Kesselboden B geschieht hier

*) Die nachstehenden Angaben sind den „Maschinen-Elementen von Prof. Bach“ entnommen.

folgendermaaßen: An das Ende des Flammrohres ist zu diesem Zwecke ein Flansch angebördelt und dieser an den Kesselboden B angenietet. Aus der Figur ist auch die Verbindung zweier Schüsse F_1 und F_2 des Flammrohres zu ersehen. Beide sind an ihren Enden umgebördelt, und nachdem ein flacher Eisenring, der sogenannte Stemmring, zwischen den gebildeten Flanschen eingelegt worden ist, mit diesem zusammengenietet. Bei einer derartigen Verbindung dürfen die einzelnen Schüsse nicht zu lang sein, und es muß das Material derselben ein gutes sein, wenn die Umbördelung ohne Gefährdung des Materials ausgeführt werden soll. Ein besonderer Vorzug dieser Verbindung ist es, daß die Nieten nicht im Feuer liegen.

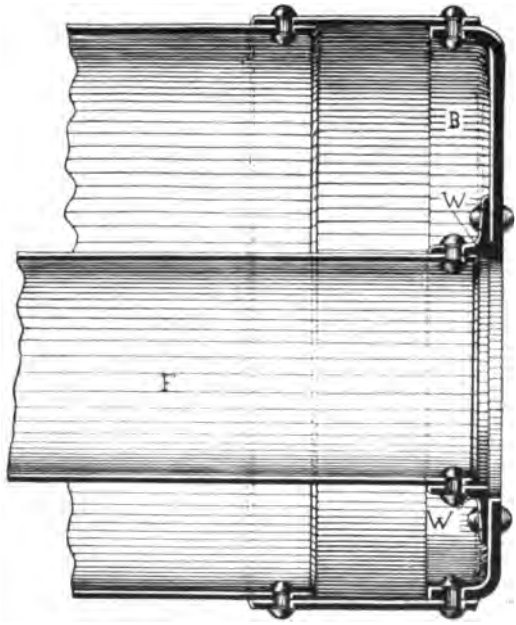


Fig. 475.

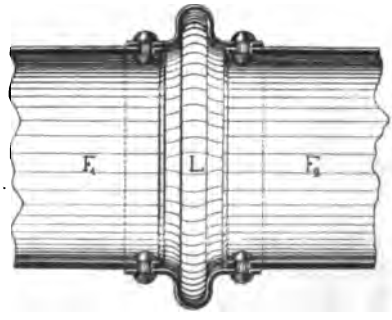


Fig. 476.

Bei weniger gutem Material findet die Verbindung Fig. 475 und 476 Verwendung. Die Enden des Flammrohres F werden mit den Böden B des Kessels mittelst eines Winkeleisenringes verbunden, wie Fig. 475 dies zeigt. Bei der Verbindung zwischen zwei Schüssen F_1 und F_2 — Fig 476 — des Flammrohres wird ein sogenannter Hohlring als Lasche L benutzt. Zwischen den Schüssen F_1 und F_2 bleibt dabei ein Zwischenraum, der von dem Hohlring ausgefüllt wird. Diese Verbindung erfüllt hauptsächlich den Zweck, das Flammrohr nachgiebiger zu machen, damit es durch die wechselnden Temperaturbeeinflussungen nicht leidet. Unter der Voraussetzung, daß die Laschen sorgfältig gearbeitet sind, bezeichnet von Reiche*) diese Verbindung als die beste.

*) von Reiche, „Anlage und Betrieb der Dampfkessel".

In Fig. 477 ist eine weitere Verbindung zwischen den beiden Schüssen F_1 und F_2 eines Flammrohres wiedergegeben. Die Enden der Flammrohre sind dabei muffenartig ausgekröpft, und zwar so, daß die Muffe des einen Rohres F_2 die des anderen F_1 übergreift. Die Auskröpfung beträgt etwa 50 mm, und da die Nieten in der Vertiefung liegen, so werden sie weniger von der Flamme angegriffen, als bei glatten Rohren, deren Enden über einander geschoben und mit einander vernietet werden.

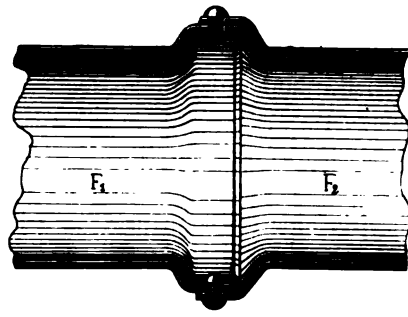


Fig. 477.

Eine Verbindung mittelst einer ⊥-förmigen Lasche zeigt Fig. 478. Auch bei dieser Verbindung läßt man die beiden Schüsse F_1 und F_2 des Flammrohres nicht unmittelbar zusammenstoßen. Der ⊥-förmige Eisenring L ist an der Verbindungsstelle mit den Schüssen vernietet. Diese Verbindung giebt zwar dem Flammrohre eine wirksame Versteifung, aber es besitzt ein derartig zusammengesetztes Flammrohr keine Nachgiebigkeit gegen wechselnde Längsausdehnung. Die Nieten dieser Verbindung sind auch der Zerstörung durch die Flammen ausgesetzt.

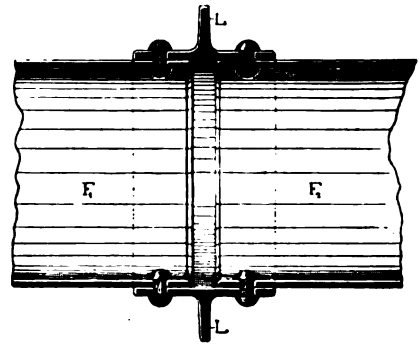


Fig. 478

Wenn die einzelnen Schüsse des Flammrohres zwischen ihren Verbindungsstellen eine besondere Versteifung erhalten sollen, so wendet man Versteifungen wie die in Fig. 479 bis 481 dargestellten an. Die Versteifung Fig. 479 und 480 besteht aus einem ringförmig gebogenen Winkeleisen S von 75—80 mm Schenkelbreite und 12—13 mm

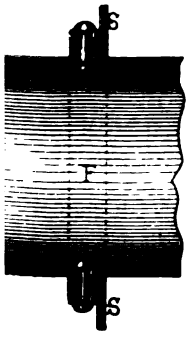


Fig. 479.

Fig. 480.

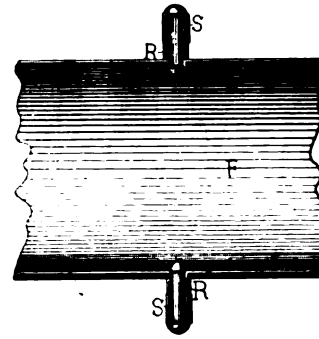


Fig. 481.

Schenkelstärke. Dieser Winkeleisenring erhält einen um etwa 50 mm größeren Durchmesser als der äußere Durchmesser des Flammrohres und wird unter Benutzung von Zwischenlagen mit dem Flammrohr vernietet. Die Zwischenlagen sind gewöhnlich Rohrendchen R, welche vor dem Vernieten über die Nietschafte gezogen werden. Es bleibt also ein Zwischenraum von 25 mm zwischen dem Winkeleisen und dem Flammrohr. Die gleiche Verbindung, jedoch unter Verwendung eines flachen Eisenringes S, zeigt Fig. 481. Bei beiden Verbindungen darf die Entfernung der Nieten nicht zu groß sein, damit eine möglichst genaue Kreisform eingehalten werden kann. Werden aber die Nieten zu eng gesetzt, dann setzt sich der Kesselstein zu leicht an dieser Stelle an und begünstigt die Zerstörung des Flammrohres. Wenn man sie umgehen kann, soll man eine derartige Verbindung nicht anwenden.

Die Dampfkesselböden. Es kommen sowohl ebene, als auch gewölbte Kesselböden zur Anwendung. Fig. 482 zeigt einen ebenen Kesselboden. Er wird

Fig. 482.

im Besonderen bei Flammrohrkesseln benutzt, weil die Verbindung zwischen dem Flammrohr und dem ebenen Kesselboden sich leichter herstellen läßt, als bei gewölbten. Das Flammrohr selbst bildet auch eine Versteifung für die beiden Kesselböden und schützt sie gegen Durchbiegung. Im Allgemeinen sind aber die ebenen Kesselböden der Durchbiegung mehr ausgesetzt, als die gewölbten*).

*) Nach den Hamburger Normen vom Jahre 1891. Wird mit

s_2 = Blechdicke in Centimetern,

p = größter Betriebsdruck in Kilogramm pro Quadratcentimeter,

e = Abstand der Stehbolzen oder Anker von einander in Centimetern,

k = Zugfestigkeit des Materiales in Kilogramm pro Quadratcentimeter,

c = 1,47, wenn die Stehbolzen oder Anker in die Platten eingeschraubt und vernietet sind,

c = 1,146, wenn sie in die Platten eingeschraubt und Außen mit einer Mutter versehen sind,

c = 1,085, wenn sie in die Platten eingeschraubt und Innen und Außen mit Muttern und Unterlagscheiben versehen sind, deren Durchmesser wenigstens 0,4mal der Entfernung zwischen den Stehbolzen oder Ankerreihen gleichkommt. Die Dicke der Unterlagscheiben muß dann mindestens $^2/_3$ der Plattendicke betragen und ist noch zu erhöhen, wenn der Durchmesser der Scheiben mehr als $1^1/_2$mal den über die Ecken gemessenen Durchmesser der Muttern beträgt,

c = 0,962, wenn die Stehbolzen oder Anker zu beiden Seiten der Platte mit Muttern und Unterlagscheiben versehen sind und die äußere Unterlagscheibe mit der Platte vernietet ist, ihre Dicke mindestens $^3/_4$ der Plattendicke und ihr Durchmesser wenigstens 0,6mal der Entfernung zwischen den Stehbolzen oder Ankerreihen gleichkommt,

[illegible] = Durchmesser einer runden Platte in Centimetern bezeichnet, so ist

Hauptsächlich kommt ein gewölbter Kesselboden entsprechend Fig. 483 zur Anwendung, der nach der Form einer Kugeloberfläche gestaltet ist. Alle Kesselböden

Fig. 483.

werden an ihrem äußersten Umfange umgebördelt oder umgezogen, wie es auch genannt wird, um die Verbindung mit dem Kesselmantel zu erleichtern. Die gebräuchlichen Abmessungen für flache und gewölbte Böden mit umgezogenen Rändern sind in der nachstehenden Tabelle des Blechwalzwerkes Schulz, Knaudt A.-G. in Essen zusammengestellt:

---

für ebene Böden:

1. wenn die Platten an der einen Seite mit den Heizgasen, an der anderen Seite mit dem Wasser in Berührung stehen:

$$s_2 = 0{,}15 + e\sqrt{\frac{p \cdot c}{k}} \quad \text{oder} \quad p = \frac{(s_2 - 0{,}15)^2\, k}{c_2 \cdot e},$$

2. wenn die Platten an der einen Seite mit den Heizgasen, an der anderen Seite mit dem Dampfe in Berührung stehen, ohne daß die Platten durch Flammbleche geschützt sind:

$$s_2 = 0{,}3 + e\sqrt{\frac{p \cdot c}{k}} \quad \text{oder} \quad p = \frac{(s_2 - 0{,}3)^2\, 0{,}9\, k}{e^2\, c},$$

3. wenn die Platten von den Heizgasen nicht berührt werden, z. B. Domböden, freiliegende Stirnplatten u. s. w.:

$$s_2 = e\sqrt{\frac{p \cdot c}{k}} \quad \text{oder} \quad p = \frac{s_2^2\, k}{e^2\, c},$$

4. für nicht feuerberührte, runde Platten, flach aufgenietete oder eingeschweißte Domböden u. s. w. ist:

$$s_2 = 0{,}7\, d\sqrt{\frac{p}{k}} \quad \text{oder} \quad p = \frac{s_2^2\, k}{0{,}49\, d^2},$$

5. für nicht feuerberührte, gekrempte Domböden ist:

$$s_2 = 0{,}6\, d\sqrt{\frac{p}{k}} \quad \text{oder} \quad p = \frac{s_2^2\, k}{0{,}36\, d^2}.$$

Für gewölbte Böden:

Wirkt der Druck im Innern der Wölbung und ist:

s_2 = Blechdicke in Centimetern,
p = größter Betriebsdruck in Kilogramm pro Quadratcentimeter,
r = Halbmesser des Wölbungskreises in Centimetern,
k = zulässige Belastung des Materiales in Kilogramm pro Quadratcentimeter und zwar bis zu 400 kg pro Quadratcentimeter für Schweiß- und Flußeisen,
„ „ 250 „ „ „ „ Kupfer,
dann ist:

$$s_2 = \frac{p \cdot r}{2\, k} \quad \text{oder} \quad p = \frac{2\, s_2\, k}{r}.$$

Äußerer Durchmesser mm	Höhe des cylindrischen Theils der Krempe bei 10 mm und stärker h mm	Ganze innere Höhe bei 10 mm und stärker flach H mm	Ganze innere Höhe bei 10 mm und stärker gewölbt H_1 mm	Radius der inneren Wölbung R mm	Blechstärke und annähernde Gewicht in kg Millimeter: 6,5*)	8*)	10	11,5	13	16	20	25
350	65	95	105	500	9	12	15	17	20	—	—	—
400	65	95	105	550	10	13	16	18	21			
450	65	100	135	600	13	16	22	25	30			
470	65	100	115	940	14	17	23	27	30			
500	65	100	165	650	16	20	26	30	35	43		
550	65	110	150	700	18	23	30	35	40	49		
600	65	110	160	750	21	27	36	41	47	57		
630	65	110	145	1100	23	29	38	44	50	62		
650	65	110	175	800	25	31	40	46	53	65		
700	65	110	175	850	27	34	46	53	60	74		
750	65	110	175	900	31	39	51	59	67	82		
785	65	115	175	1250	34	42	56	64	73	89		
800	68	115	195	950	35	43	58	66	75	93		
840	68	115	185	950	39	48	62	70	80	100		
850	68	115	185	1000	40	50	65	73	83	102		
870	68	115	185	1000	43	52	68	78	88	108		
900	68	115	205	1100	45	55	72	82	93	114		
950	68	115	200	1200	49	61	78	90	101	125		
1000	70	115	200	1300	51	64	81	94	109	130		
1050	70	115	205	1400	56	71	90	105	120	145		
1100	70	120	215	1400	61	77	98	115	130	160		
1150	70	120	215	1450	70	85	107	122	138	170	213	
1200	70	120	225	1500	75	93	116	134	152	187	233	
1250	70	120	225	1800	80	100	125	145	165	205	250	
1300	75	120	230	1600	85	105	135	155	180	220	270	
1400	75	125	235	1700	98	120	155	178	202	248	310	
1410	75	125	235	1700	100	122	158	180	205	250	315	
1500	80	125	250	1800	110	138	175	201	228	286	356	
1570	80	125	240	2000	118	148	190	220	250	310	385	
1600	80	125	245	2000	130	170	200	230	260	320	400	
1650	80	125	245	2000			211	243	275	343	423	
1700	80	125	285	2200			222	255	290	365	445	
1725	80	130	270	2200					295	368	457	
1800	80	130	275	2400					323	400	495	
1885	85	130	275	2200					345	430	535	
1900	85	130	280	2600					355	435	545	
2000	90	130	300	2800					390	480	600	750
2100	90	130	280	3300						530	660	830
2200	90	130	300	3300						580	725	910
2300	90	130	315	3300						635	795	1000
2400	90	130	330	3300						695	870	1090
2500	90	130	350	3300						760	950	1190
2600	90	130	350	3300						790	980	1230

*) Bei 6,5 und 8 mm Stärke ist die Krempe 25 mm niedriger, und somit auch die Tiefe 25 mm geringer. Abweichungen der Durchmesser bis zu 2% sind uns gestattet.

Flache Böden müſſen gegen einander verankert werden. Sind ſie nicht zu weit von einander entfernt, ſo benutzt man Längsanker, die an beiden Böden befeſtigt ſind. Meiſtens werden indeſſen Eckanker benutzt, das ſind Stücken von Blech, welche über die Ecke, die zwiſchen dem Keſſelboden und der Keſſelwand ſich bilden, angebracht werden. Bei gewölbten Böden iſt eine ſolche Verſteifung nicht nothwendig.

Die Keſſelſtühle. Bei ihrer Einmauerung pflegt man die Dampfkeſſel meiſtens nicht auf das Mauerwerk direkt aufzulegen, ſondern auf beſondere Keſſelſtühle, welche die verſchiedenſte Form haben können. Sie werden meiſtens aus Gußeiſen gefertigt. Jeder Keſſelſtuhl wird auf einem beſonderen Fundament aufgeſetzt. Es iſt bei der Aufſtellung ganz beſonders darauf Rückſicht zu nehmen, daß die Dampfkeſſel ſich unbehindert ausdehnen können. Man legt deshalb häufig Rollen unter die Keſſelſtühle.

Die Mannloch-Verſchlüſſe, auch Fahrloch-Verſchlüſſe genannt, ſind verſchließbare Oeffnungen des Keſſels, welche das Einſteigen zum Zwecke der Reinigung geſtatten. Bei Beſprechung der Keſſelarten wurde ſchon darauf hingewieſen, an welchen Stellen man die Mannlöcher anzubringen pflegt. Man giebt ihnen eine Größe, daß eine nicht zu ſtarke, erwachſene Perſon in den Keſſel gelangen kann. Im Verhältniß der Breite zur Stärke eines normalgebauten Menſchen macht man die Länge der Oeffnungen 450—500 mm und die Breite 300—350 mm und giebt ihnen eine elliptiſche Form. Zur Verſteifung des Mannloches faßt man die Oeffnungen mit Flacheiſenringen von 80—100 mm Breite und 10—30 mm Dicke ein. Während des Betriebes müſſen die Mannlöcher verſchloſſen werden und dies geſchieht durch die Mannlochdeckel. Am beſten iſt es, ſie ſo zu geſtalten, daß ſie von Innen gegen die Mannlochöffnung gebracht werden können, weil dann der Keſſeldruck auf den Deckel preßt

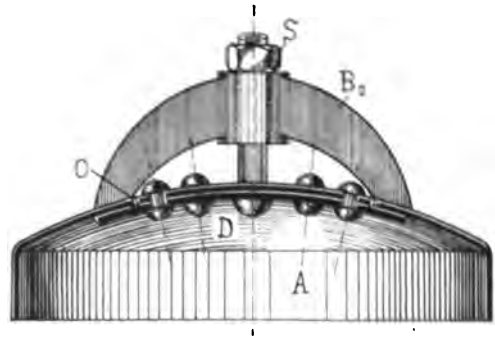


Fig. 484.

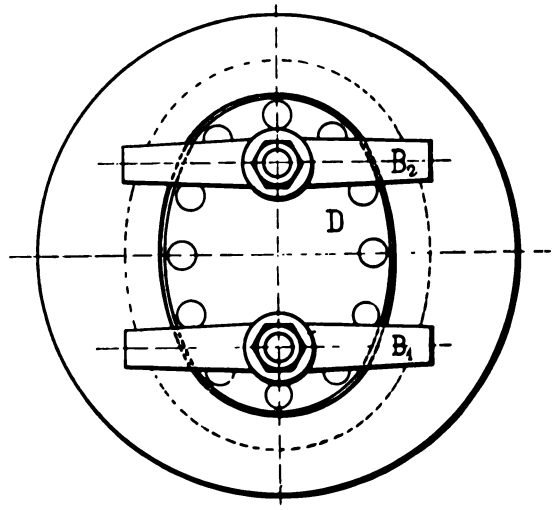


Fig. 485.

und die Dichtung begünstigt. Bei elliptischer Form des Mannloches ist dies ohne Weiteres möglich; er kann mit seiner schmaleren Seite in die Oeffnung eingebracht und darauf um 90° gedreht werden. An der Dichtungsstelle wird zwischen dem Deckel und dem Mannlochrand Dichtungsmaterial eingelegt. Mit Hilfe eines quer über die Mannlochöffnung gestellten Bügels und einer Schraube, die durch den Mannlochdeckel und den Bügel zugleich hindurchreicht, kann der Deckel angezogen werden.

Fig. 484 und 485 stellen den oberen Theil eines Dampfdomes mit einem schmiedeeisernen Mannlochdeckel dar. In der Mitte der Domdecke A ist ein elliptisches Mannloch O vorgesehen. Der Mannlochdeckel D besteht aus zwei an einander genieteten Blechen, von denen das obere genau in die Mannlochöffnung hineinpaßt, das untere dagegen an seinem ganzen Umfange um 50 mm über den Rand des oberen Bleches hinwegreicht. Mit diesem überstehenden Rand legt sich der Deckel von Innen gegen den Rand des Mannloches. Die Befestigungsschrauben S, die an dem Mannlochdeckel angenietet sind, dienen als Befestigungsmittel. Die mit Gewinde versehenen Enden derselben werden durch die Bügel B_1 bezw. B_2, die quer über das Mannloch gestellt sind, hindurchgesteckt und mittelst Muttern mit ihnen verbunden, sodaß der Deckel an dem Bügel aufgehängt ist und durch die Schrauben gegen seinen Sitz gepreßt wird.

Einen dem vorgenannten ähnlichen Mannlochdeckelverschluß stellt das Blechwalzwerk Schulz, Knaudt A.-G. in Essen — entsprechend Fig. 486 bis 488 — aus gepreßtem Blech her. Der Rand des Mannloches wird in der Weise nach oben gekröpft, daß sich eine Wulst um das Loch herum bildet, wodurch eine Einfassung von großer Steifigkeit entsteht. Der Deckel D selbst erhält durch Pressung ebenfalls zu seiner Versteifung eine ringsumlaufende Wulst. Um ihn bequem einsetzen und ausheben zu können, ist in der Mitte auf dem Deckel ein Ring eingenietet.

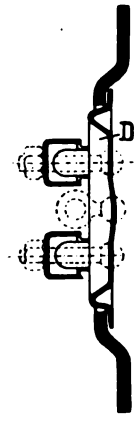


Fig. 486.

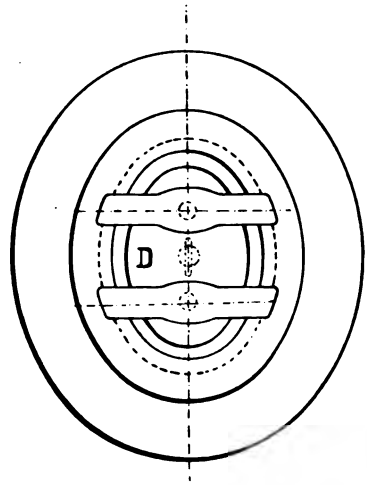


Fig. 487.

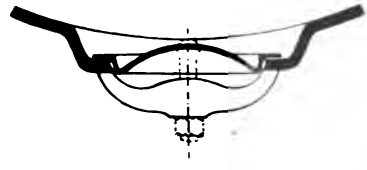


Fig. 488.

Seltener und bei Dampfspannungen unter sechs Atmosphären verwendet man gußeiserne Mannlochdeckel. Gewöhnlich auch nur dann, wenn der Deckel des Dampfdomes aus Gußeisen gefertigt ist und das

Mannloch in diesem angebracht werden soll. Fig. 489 bis 491 zeigen einen solchen Mannlochverschluß. Das Mannloch O ist auf der Innenseite an seinem

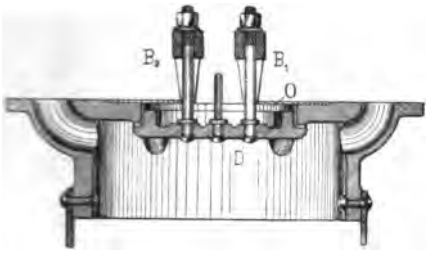


Fig. 489.

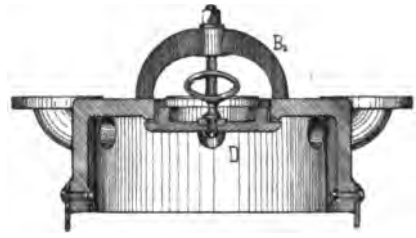


Fig. 490.

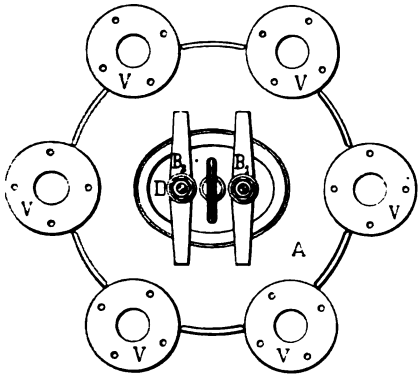


Fig. 491.

Umfange verstärkt und der Mannlochdeckel legt sich gegen diese Verstärkung, nachdem das Dichtungsmaterial eingebracht ist. Mit einer ringsumlaufenden Rippe setzt sich der Deckel D in das Mannloch O ein. Auch hier dienen zwei Befestigungsbügel B_1 und B_2 zur Aufhängung des Deckels. Die Rohrstutzen V am oberen Umfange des Dampfdomes A sind für den Anschluß der Dampfableitungsrohre u. s. w. bestimmt.

Die Kessel-Armatur, auch **-Garnitur** genannt. Zur Füllung des Kessels, zu seiner Reinigung und zur Dampfentnahme, sowie zur Beobachtung des Wasser- und Dampfzustandes im Kessel gehören eine Anzahl Vorrichtungen, welche alle zusammen als Kesselarmatur bezeichnet werden. Man unterscheidet dabei zwischen grober und feiner Armatur und rechnet dabei die Feuerungsanlage des Kessels, sowie die Verankerung desselben, die Kesselstühle und Mannlochverschlüsse zur groben Armatur. Wir haben sonach, da die grobe Armatur schon behandelt worden ist, hier nur noch die feine Kesselarmatur zu besprechen, und wir wollen diese in drei Klassen eintheilen:

1. Abschlußorgane für das Wasser und den Dampf,
2. Vorrichtungen zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel,
3. Vorrichtungen zum Erkennen des Druckes im Kessel.

1. Abschlußorgane für das Wasser und den Dampf. Hierher gehören die Vorrichtungen, welche zur Speisung des Kessels mit Wasser dienen, sowie die Vorrichtungen, welche eine Dampfentnahme des Kessels gestatten. Wir wissen aber auch, daß das Kesselwasser Verunreinigungen mit sich führt, welche sich

bequem wieder entfernen lassen müssen, ebenso ist es nothwendig, das Wasser des Kessels abzulassen, falls eine Revision des Kesselinneren sich erforderlich macht. Die Einrichtungen, welche hierzu dienen, werden als Abblasvorrichtungen bezeichnet. Alle diese Vorrichtungen sollen gesondert besprochen werden.

Vorrichtungen zur Speisung des Kessels. An jedem Dampfkessel muß nach den gesetzlichen Bestimmungen ein Speiseventil angebracht sein, welches im Augenblicke der Abstellung der Speisevorrichtung durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird. Das Ventil muß also ein Rückschlagventil sein, welches den Eintritt des Wassers in den Kessel ohne Weiteres gestattet, den Austritt aber selbstthätig hindert. Derartige Ventile hatten wir Band I, Seite 720 ff. dieses Werkes behandelt.

Außer diesem Speiseventil muß die Speiseleitung, d. i. die Rohrleitung, die das Speisewasser zuführt, auch ein Absperrventil oder einen Absperrhahn haben, also ein Abschlußorgan, durch welches die Speiseleitung vollständig geschlossen oder die zufließende Wassermenge geregelt werden kann. Auch diese Absperrvorrichtungen haben wir bereits Band I, Seite 708 ff. besprochen. Hier sei noch erwähnt, daß die Speiseventile keine zu schmale Sitzbreite erhalten sollen und zwar nicht unter 5 mm, weil durch das fortwährende Aufschlagen des Ventiles der Verschluß undicht wird. Um die Wirkung des Schlages so gering als möglich zu machen, soll das Ventil nur einen kleinen Hub und zwar von 5—8 mm haben. Ueber den Durchmesser des Speiseventiles sagt von Reiche*):

„Nach der Größe der Heizfläche kann man die Weite des Speiseventiles**) niemals bestimmen, sondern nur nach der Dampferzeugung."

„Wir haben seit vielen Jahren nach folgender Tabelle gerechnet:

Für etwa	2000	kg	stündliche	Dampfproduktion	erhält	das	Speiseventil	75	mm	Weite,
„ „	1680	„	„	„	„	„	„	70	„	„
„ „	1200	„	„	„	„	„	„	65	„	„
„ „	900	„	„	„	„	„	„	55	„	„
„ „	700	„	„	„	„	„	„	50	„	„
„ „	500	„	„	„	„	„	„	45	„	„
„ „	300	„	„	„	„	„	„	40	„	„
„ „	200	„	„	„	„	„	„	35	„	„

*) von Reiche, „Anlage und Betrieb der Dampfkessel".

**) Pohlhausen in Mittweida giebt zur Berechnung des Durchmessers des Speiseventiles in seinen Vorträgen über Dampfkessel folgende Formel an:

$$d = \sim 1{,}5 \sqrt{\frac{D}{u}},$$

worin d = Durchmesser des Ventiles,
D = Dampfmenge in Kilogramm pro Stunde, welche ein Kessel bei flottem Betriebe liefern kann,
u = zulässige Geschwindigkeit in Metern pro Sekunde des Speisewassers beim Durchgange durch das Speiseventil.

Man kann setzen:

u = 0,5 für D < 500 kg,
u = 0,7 „ D > 500 kg und < 1300 kg,
u = 0,8 „ D > 1300 kg.

Je nachdem das Speisewasser dem Kessel zugeführt werden soll, wird das Speiseventil oben auf dem Kessel oder an einer anderen Stelle angebracht werden. Auf dem Kessel direkt setzt man es aber nicht auf, sondern auf einem schmiedeeisernen oder gußeisernen Stutzen, der an dem Kessel angenietet wird. An diesen schließt sich als eigentliches Speiserohr ein Kupferrohr an, welches in den Wasserraum des Kessels hineinreicht. Aus Kupfer macht man es, um der Rostbildung vorzubeugen, und man macht es so lang, daß seine Mündung unter dem niedrigsten Wasserstand liegt. An dieser Stelle vermischt sich das Speisewasser mit den heißesten Wasserschichten und der Kesselstein scheidet sich durch die plötzliche Erwärmung in fein vertheiltem Zustande aus.

Vorrichtungen zur Dampfentnahme aus dem Kessel. Hierzu dient stets ein Absperrventil, das sogenannte Dampfventil. Auch dies haben wir bereits Band I, Seite 708 ff. besprochen. Das Dampfventil muß stets an einer solchen Stelle des Kessels angebracht sein, an welcher der Dampf in dem trockensten Zustande sich befindet. Gewöhnlich wird das Dampfventil an der höchsten Stelle des Dampfdomes durch ein Rohrknieſtück angeschlossen. Maaßgebend für den Durchmesser des Dampfventiles soll die Größe des Durchmessers der Sicherheitsventile sein, welche weiter hinten behandelt werden. Man macht den Durchmesser des Dampfventiles wenigstens $^1/_4$ größer, als den des Sicherheitsventiles, und giebt dem Dampfventil einen solchen Hub, daß die Durchgangsfläche etwa gleich der Fläche der Dampfleitung wird.

Die Abblase- oder Ablaßvorrichtung dient, wie bereits erwähnt wurde, dazu, das Wasser aus dem Kessel theilweise oder ganz ablassen zu können und das durch Schlamm verunreinigte Wasser während des Betriebes zu entfernen. Ihrem Zwecke entsprechend muß daher die Abblasevorrichtung an der tiefsten Stelle des Kessels angeordnet sein. Sie besteht meistens aus einem Stopfbüchsenhahn, wie er uns aus Band I, Seite 763 bekannt ist. Dieser Ablaßhahn wird unter Zwischenlegung einer starken, schmiedeeisernen Scheibe an dem Kessel direkt befestigt oder an ein Rohrknie, wenn der Kessel an dieser Stelle anders nicht zugänglich ist. Wo sie nicht nöthig ist, unterläßt man eine derartige Zwischenverbindung, welche sich leicht verstopfen kann. Die Abblasevorrichtung sollte täglich benutzt werden, damit sie sich nicht allmählich versetzen kann und man ihres guten Zustandes sicher ist. Die Ablaßhähne erhalten einen Durchmesser von 30—60 mm.

2. Vorrichtungen zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel. In den gesetzlichen Bestimmungen über die Ausrüstung der Dampfkessel heißt es:

„Jeder Dampfkessel muß mit einem Wasserstandsglase und mit einer zweiten geeigneten Vorrichtung zur Erkennung seines Wasserstandes versehen sein. Jede dieser Vorrichtungen muß eine gesonderte Verbindung mit dem Inneren des Kessels haben, es sei denn, daß die gemeinschaftliche Verbindung durch ein Rohr von mindestens 60 qcm lichten Querschnitt hergestellt ist."

„Werden Probirhähne zur Anwendung gebracht, so ist der unterste derselben in der Ebene des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes anzubringen. Alle Probirhähne müssen so eingerichtet sein, daß man behufs Entfernung von Kesselstein in gerader Richtung hindurchstoßen kann."

„Der für den Dampfkessel festgesetzte niedrigste Wasserstand ist an dem Wasserstandsglase, sowie an der Kesselwandung oder dem Kesselmauerwerk durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen."

Die Probirhähne und Probirventile sind die einfachsten Vorrichtungen zur Erkennung des Wasserstandes. In den meisten Fällen werden zwei dieser Absperrorgane an jedem Kessel angewendet, von denen der eine in der Höhe des niedrigsten, der andere in der Höhe des höchsten Wasserstandes, also 80—100 mm höher als der erstere im vorderen Kesselboden befestigt wird. Oft wird auch noch ein dritter Probirhahn zwischen den beiden genannten vorgesehen. Man kann den Wasserstand dadurch erkennen, daß man zeitweise einen der Hähne öffnet und beobachtet, ob Wasser, Dampf oder ein Gemisch von beiden ausströmt. Es erfordert aber immerhin einige Uebung, in dem ausströmenden Gemisch zu erkennen, was es vornehmlich enthält, um darnach zu beurtheilen, wie hoch etwa der Wasserstand ist. Die Wallungen des Wassers im Kessel werden fast immer ein Grund dafür sein, daß ein Gemisch ausströmt, es sei denn, daß der Wasserspiegel unter den niedrigsten Wasserstand gesunken ist. In diesem Falle würde nur Dampf ausströmen können. Da nun eine derartige Vorrichtung den Wasserstand nur unsicher erkennen läßt, so benutzt man sie als die vom Gesetz vorgeschriebene Reservevorrichtung.

Die Probirhähne bestehen meist aus Rothguß. Ein einfacher Probirhahn ist in Fig. 492 wiedergegeben. Sein freier Durchgang beträgt 8—10 mm, und zwar hat er zwei Oeffnungen dieser Größe, eine in gerader Verlängerung des Ansatzrohres, mittelst dessen er an der Kesselwand befestigt ist, die andere gegen diese um 90° nach unten gerichtet. Die erstere dient der Controlle, ob die Hahnwege frei sind. Man soll nach den gesetzlichen Vorschriften mit einem Draht in gerader Richtung bis in den Kessel hindurchstoßen können, um es dabei zu ermöglichen, daß etwaige Ansätze oder Verunreinigungen aus dem Rohr entfernt werden. Die nach unten gerichtete Ausflußöffnung wird als Auslaß für den Dampf- oder Wasserstrahl benutzt, wenn der Probirhahn zur Prüfung des Wasserstandes geöffnet wird.

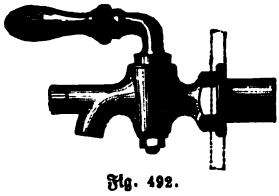


Fig. 492.

Anstatt der einfachen werden auch Stopfbüchsenhähne benutzt. Diese halten auch bei häufiger Benutzung sicherer dicht, als die einfachen Hähne. Für unreines Wasser sind aber auch diese Hähne nicht zu gebrauchen. Man benutzt für diesen Fall

Die Probirventile. Ein solches und zwar das sogenannte amerikanische Probirventil ist nach Ausführung von Dreyer, Rosenkranz & Droop in

Hannover in Fig. 493 dargestellt. Das Probirventil besteht aus einem Rohrstutzen, dessen hinteres Ende a in der Kesselwand b befestigt wird. An dem vorderen Ende ist ein Ventilsitz angedreht und ein Ventildeckel g von Vulkanfiber*)

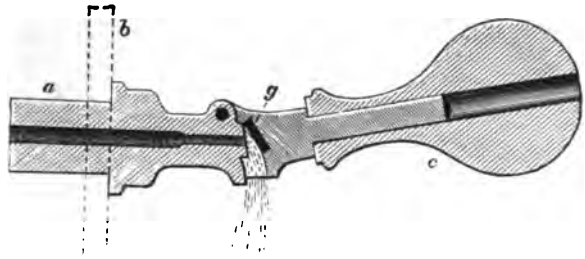


Fig. 493.

auf diesen aufgepreßt und gelenkartig mit ihm verbunden. Ein Gewicht c von einer solchen Form, daß es zugleich als Griff zur Bewegung des Ventiles benutzt werden kann, ist auf dem Ventildeckel angebracht. Um das Ventil g zu öffnen, hat man nur das Gewicht c anzuheben.

Die Probirhähne und die Probirventile werden in die Kesselwand entweder direkt eingeschraubt oder erhalten einen Flansch, der gegen die Kesselwand geschraubt wird. Letztere Verbindung verdient den Vorzug.

Die Wasserstandsgläser sind die zuverlässigsten und geeignetsten Vorrichtungen zur Erkennung des Wasserstandes. Ein Wasserstandsglas besteht aus einer an beiden Seiten offenen Glasröhre, von deren Enden das eine mit dem Wasserraum, das andere mit dem Dampfraum in Verbindung gesetzt ist, sodaß sich der Wasserspiegel innerhalb der Glasröhre in der gleichen Höhe einstellt, wie in dem Kessel. Die beiden Enden der Glasröhre sind aber nicht direkt in der Kesselwand befestigt, sondern in sogenannten Hahnköpfen. Es sind dies Hähne mit einem geraden Durchgang, wie er zur Controlle für alle Probirhähne gefordert wird, und einem seitlichen Rohransatz mit stopfbüchsenartigem Verschluß, der das Ende eines geraden Wasserstandsglases aufzunehmen geeignet ist. Zwei derartiger Hahnköpfe, und zwar für jedes Ende des Glasrohres eines, sind nothwendig, um ein vollständiges Wasserstandsglas zu bilden. Ein dritter Hahn an dem unteren der Hahnköpfe, dessen Durchgang in der Verlängerung der Glasröhre liegt, gestattet die letztere zu entleeren, wenn die Verbindungshähne mit dem Kessel abgeschlossen sind. Man pflegt beide Hahnköpfe mit dem Glasrohr auf einer Grundplatte zu befestigen und das Wasserstandsglas mit dieser Grundplatte an die Kesselwand anzuschrauben.

*) Siehe Band I, Seite 320 dieses Werkes.

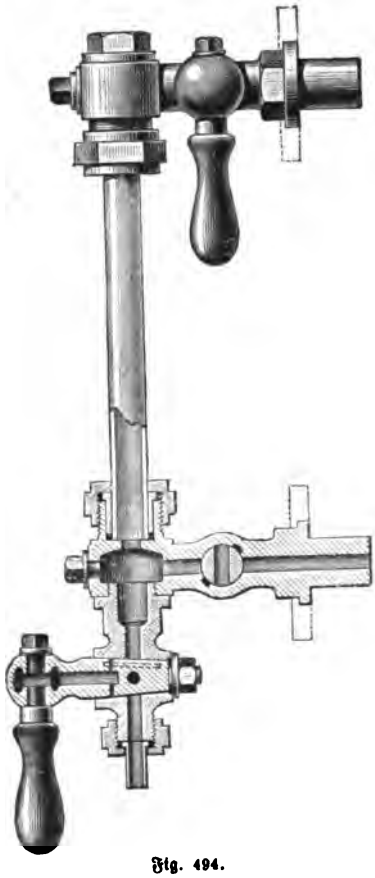


Fig. 494.

Ein Wasserstandsglas nach Ausführungen von Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau zeigt Fig. 494. Die Glasröhre sitzt in den Stopfbüchsenansätzen der Hahnköpfe und ist mittelst Packungsmaterial eingedichtet. Der gerade Durchgang der Hahnköpfe ist vorn durch eine Schraube verschlossen, sodaß nach Entfernung dieser Schrauben die Hahndurchgänge mit Hilfe eines Drahtes gereinigt werden können. Die Hähne der Hahnköpfe sind in ihrer Verschlußstellung gezeichnet. Werden sie geöffnet, so tritt das Wasser aus dem Dampfkessel in das Glasrohr ein und stellt sich in diesem so hoch ein, wie es in dem Kessel steht, da das Wasserstandsglas mit dem Kesselinneren ein communicirendes Rohr bildet. Zur besseren Uebersicht wird für den höchsten und niedrigsten Wasserstand eine deutliche Marke an dem Glasrohr oder neben demselben angebracht. Der Ablaßhahn am unteren Hahnkopf soll es ermöglichen, das Wasser aus dem Glasrohr ablaufen zu lassen und auch das Rohr selbst zu reinigen.

Die Wasserstandsgläser müssen überall von gleicher Wandstärke sein und einen äußeren Durchmesser von 18—20 mm haben. Die Enden der Röhren dürfen nicht gefeilt oder abgebrochen werden; sie müssen vielmehr, wenn eine Verkürzung des Rohres sich nothwendig macht, nach dem Abbrechen abgeschmolzen und in einem Oelbade gekühlt werden, weil sie andernfalls sehr leicht zerspringen. Die Durchgänge der Hähne und Hahnköpfe sollen einen Durchmesser von 8—10 mm haben.

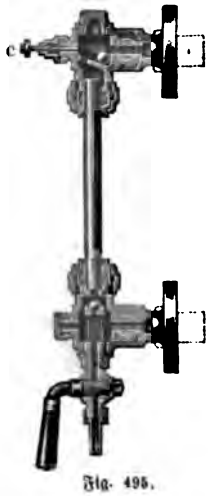


Fig. 495.

Springt bei derartigen Wasserstandsgläsern ein Glasrohr, so kann es ohne Weiteres während des Betriebes ausgewechselt werden, wenn die Verbindung mit dem Dampfkessel durch Schließen der Hähne abgestellt wird. Bis dies geschehen, kann indessen der Heizer von dem ausströmenden Dampf verbrüht werden. Man versieht deshalb die Wasserstandsgläser mit einer Vorrichtung zum Selbstschließen, welche also selbstthätig zur Wirkung kommt, sobald ein Glasrohr zerspringt, und welche es verhindert, daß der Dampf in's Freie ausströmt.

Ein Wasserstandsglas mit Selbstschluß ist nach Ausführung der Aktien-Gesellschaft Strube in Magdeburg-Buckau durch Fig. 495 wiedergegeben. Beide Hahnköpfe

können von einer Kugel innerhalb ihres Gehäuses geschlossen werden. Bei dem oberen Hahnkopf liegt die Kugel vor der Ausströmöffnung auf einer schrägen Scheidewand, die eine Durchgangsöffnung nach dem Glasrohr hat. Bei dem unteren Hahnkopf ruht die Kugel unmittelbar vor der Ausströmöffnung in das Glasrohr. Während des Betriebes herrscht ein gleicher Druck innerhalb des Wasserglases und die Kugeln bleiben in der bezeichneten Ruhestellung liegen. Bricht aber das Glasrohr entzwei, dann wächst die Geschwindigkeit des ausströmenden Wassers im unteren und die des ausströmenden Dampfes im oberen Hahnkopf. Beide Kugeln werden dadurch nach vorn mitgerissen und sperren die Ausströmöffnungen ab, sodaß der Heizer Zeit hat, die Hähne zu schließen. Die Hahnköpfe müssen öfters ausgeblasen werden zur Prüfung, ob alle Durchgänge frei sind. Wenn man bei vorliegendem Wasserstandsglas den oberen Hahnkopf durchblasen will, so muß der Stift c nach Innen gedrückt und dadurch die Kugel verhindert werden, ihre Schlußstellung einzunehmen.

Für größere Dampfkessel fertigt die vorgenannte Firma

den Doppel-Wasserstands-Anzeiger

an — Fig. 496. Er besteht aus einem gußeisernen Hohlkörper, dessen obere Kammer mit dem Dampfraum, die untere mit dem Wasserraum des Kessels in Verbindung gesetzt wird. An jeder der beiden Kammern ist zu beiden Seiten, etwas nach vorn gerichtet, ein Hahnkopf angebracht, sodaß zwei Wasserstandsanzeiger sich bilden. Der Apparat entspricht den gesetzlichen Bestimmungen, wonach zwei getrennte Wasserstandsanzeige-Vorrichtungen mit einem freien Querschnitt von 60 qcm nach dem Kesselraum vorhanden sein müssen. An dem hohlen Verbindungskörper beider Kammern sind die Zeiger befestigt, die den niedrigsten Wasserstand anzeigen. Die untere Kammer trägt den Ablaßhahn, die obere das Manometer, welches den Kesseldruck anzeigt. Bei dem Doppelwasserstands-Anzeiger soll der Wasserstand, unbeeinflußt durch das Aufkochen des Wassers im Kessel, zuverlässiger angezeigt werden.

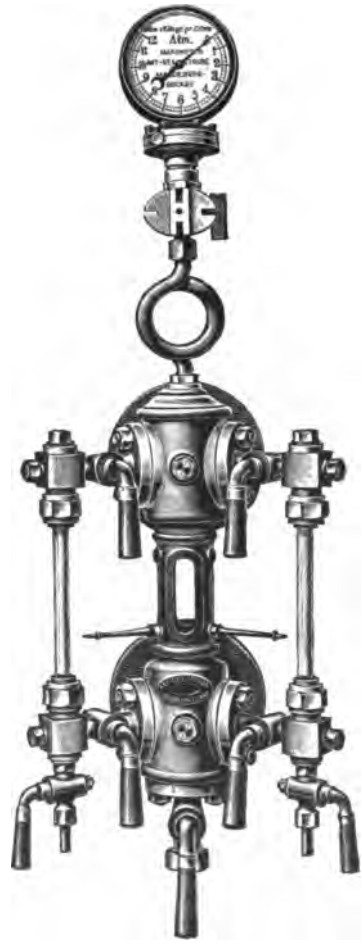


Fig. 496.

Das Zerspringen der Glasröhre wird durch kalten Luftzug veranlaßt, dem die heißen Röhren zufällig ausgesetzt werden. Man pflegt deshalb die Röhren mit einer

Schutzhülle für Wasserstandsgläser

zu umgeben, wie eine solche nach Ausführung

Fig. 497.

der vorgenannten Fabrik Fig. 497 zeigt. Die Messinghülse ist aufklappbar und vorn und hinten mit je einem Schlitz versehen, durch welche das Wasserstandsglas beobachtet werden kann. Die aufgeklappte Hülse wird um das Wasserstandsglas herumgelegt und über ihm wieder geschlossen. Die beiden Hülsenhälften sind gelenkartig mit einander verbunden und werden durch ein paar Vorsteckstifte zusammengehalten.

Ein Wasserstandsglas mit Glasmantel nach Ausführung von Hans Reisert in Köln zeigen Fig. 498 und 499. Zum Schutz des Wasserstandsglases ist hier, der besseren Uebersicht halber, ein Schutzglas angeordnet. Die Schutzvorrichtung wird an dem oberen Hahnkopf angehängt, indem die Oesen h h über den Zapfen z der Scheibe S gebracht werden. Durch ihr Eigengewicht legt sie sich gegen den unteren Hahnkopf an. Sie besteht aus zwei Mittelrähmchen, zwischen denen Glasplatten befestigt sind. An dem unteren Rähmchen ist eine Feder f angebracht, welche die Stöße aufnimmt. An den Zapfen z z wird das Schutzglas drehbar angehängt, sodaß es durch den Druck des Dampfes beim Zerspringen des Wasserstandsglases in die punktirte Lage ausschwingen kann. Nach dem Schließen der Wasserstandshähne fällt das Schutzglas in die ursprüngliche Lage wieder zurück.

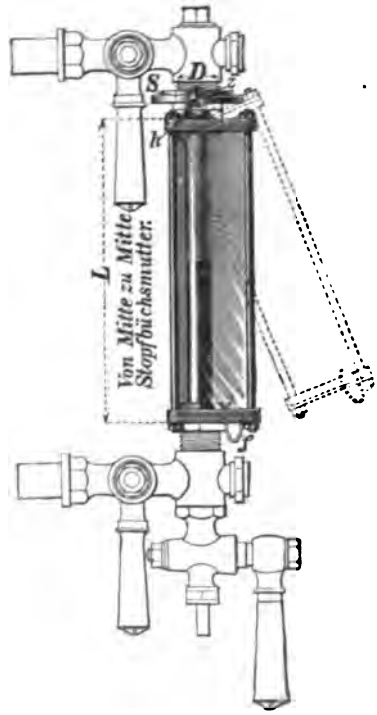


Fig. 498.

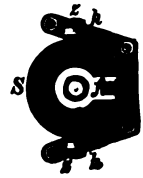


Fig. 499.

Um das Schutzglas anzubringen, schraubt man die obere Stopfbüchsenmutter ab, nachdem man die Wasserstandshähne geschlossen hat, schiebt die Scheibe S über den Gewindehals des Hahnkopfes und zieht die Stopfbüchsenmutter wieder an. Alsdann hängt man die Schutzvorrichtung mittelst der Oesen h h an die Zapfen z z. Die Schutzvorrichtung ist also frei schwingend aufgehängt, damit sie beim Zerspringen des Wasserstandsglases eine Bewegung ausführen kann, ohne selbst der Gefahr des Zerspringens ausgesetzt zu werden.

Die beiden genannten Vorrichtungen schützen beim Zerspringen der Gläser den Heizer nicht mit genügender Zuverlässigkeit. Die erstere hat

noch den Nachtheil, daß die Erkennung des Wasserstandes durch die Schutzhülle erschwert wird, die letztere den, daß sie zersprengt werden kann.

Die Schutzvorrichtung von Richard Schwartzkopff in Berlin Fig. 500 ist ebenfalls von Glas, Glassplitter können aber selbst bei einem Zerspringen der Schutzvorrichtung nicht umhergeschleudert werden. Das Schutzglas ist nämlich als Drahtglas gefertigt, d. h. es ist ein Drahtgeflecht in das Glas mit eingeschmolzen. Dadurch wird die Haltbarkeit des Glases wesentlich erhöht und die Beobachtung des Wasserstandes durch das Glas hindurch wird trotzdem nicht gestört. Selbst wenn das Drahtglas beim Zerspringen des Wasserstandsglases Risse erhalten sollte, schützt es den Heizer vor Verletzungen, weil die Glasstücke durch das Drahtnetz zusammengehalten und nicht umhergeschleudert werden können. Diese Schutzhülle verbindet sonach die Vorzüge der Gefahrlosigkeit mit denen der unbehinderten Beobachtung des Wasserstandes. Damit jede starre Verbindung zwischen Schutzglas und Wasserstandsglas vermieden wird, wird ersteres sowohl an dem oberen, als an dem unteren Hahnkopf — wie Fig. 501 zeigt — mittelst einer umgelegten Spiralfeder angebracht.

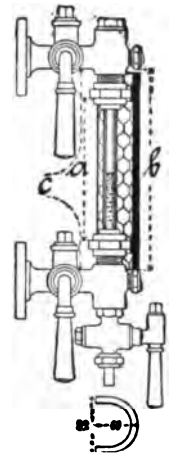


Fig. 500.

Die Wasserstandsanzeiger geben den Wasserstand in dem Kessel nur so lange an, als alle Durchgänge des oberen und unteren Wasserstandskopfes frei sind, denn nur dann ist der Druck, welcher in dem Dampfraum, und der, welcher in dem Wasserraum herrscht, auch in dem Wasserstandsglas derselbe. Versetzt sich der Durchgang des oberen Hahnkopfes und wird er dadurch enger, so wird der Dampfdruck im Wasserstandsglas ein geringerer, als im Dampfraum, und das Wasser in dem Glas wird steigen. Da ein Druck von einer Atmosphäre einer Wassersäule von etwa 10 m entspricht, so ist eine Druckdifferenz von $^1/_{100}$ Atmosphäre schon hinreichend, den Wasserstand im Glas um 100 mm zu heben. Versetzt sich aber der Durchgang des unteren Wasserstandsglases und wird er dadurch enger, so würde das Zurückfließen des Wassers nach dem Kessel beim Sinken des Wasserspiegels verhindert und das Wasserstandsglas gäbe einen zu hohen Wasserstand an. Auf diese Weise könnten die Wasserstandsanzeiger nach zwei

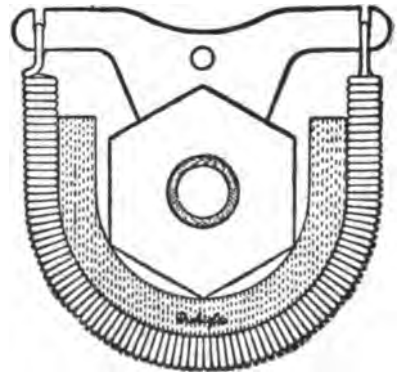


Fig. 501.

Richtungen hin fehlerhafte Angaben machen. Dieſen Uebelſtand ſoll der Ochwadt'ſche Waſſerſtandsanzeiger Fig. 502 bis 504, der von Richard Schwartzkopff in Berlin hergeſtellt wird, beſeitigen. Er beſteht aus dem Hahnkörper h, der vor einem Längsſchlitz s an der Stirnwand des Keſſels befeſtigt

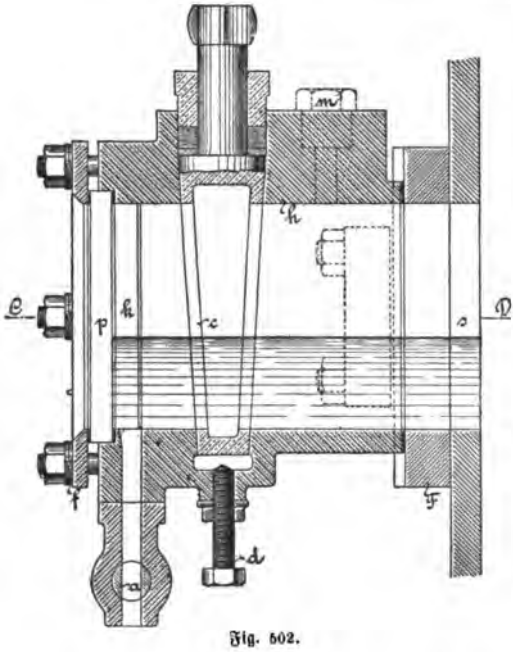


Fig. 502.

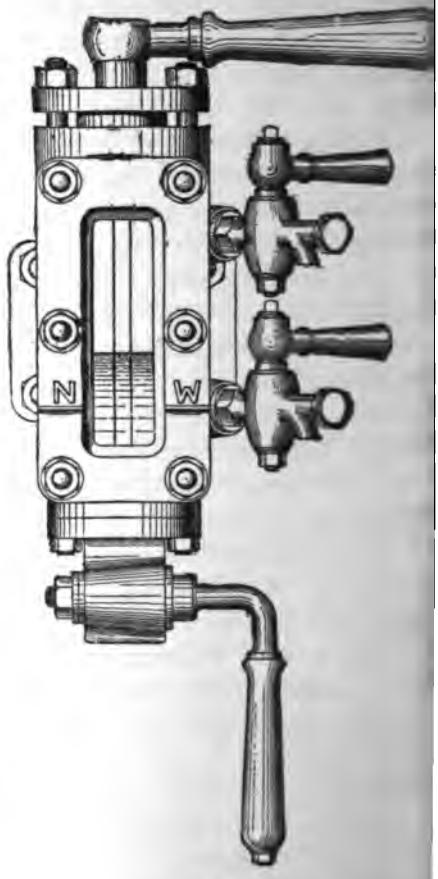


Fig. 503.

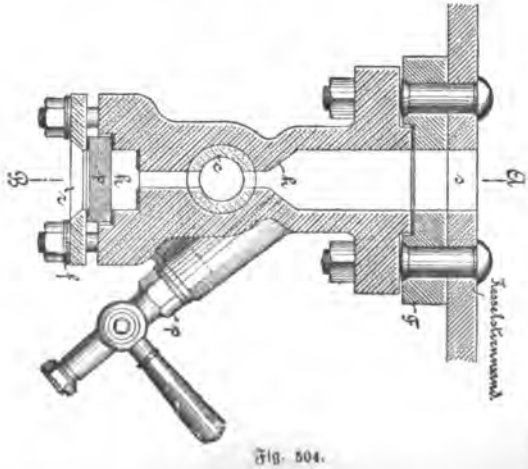


Fig. 504.

wird und nach vorn durch eine Glasplatte p verſchloſſen iſt. Auch der Hahnkörper h iſt entſprechend dem Längsſchlitz s mit einem Längsloch verſehen. Hinter der Glasplatte p aber befindet ſich eine Waſſerkammer k von der gleichen Form. Sie ſteht mit dem hinteren [illegible] Gehäuſes h durch einen Schlitz von gleicher Höhe in Verbindung. [illegible] Durchgang kann durch den Hahn e verſchloſſen werden. Die Kam[illegible] einen freien Durchgang ſowohl für den Dampf

: für das Waſſer des Keſſels. Das Hahnküken c iſt gewöhnlich, wie in der ur dargeſtellt, geöffnet und wird nur geſchloſſen, wenn die Glasplatte p aus- ɔechſelt werden ſoll. Vermittelſt der Deckplatte r und der Schrauben f wird die ɔsplatte p gehalten. Damit der Waſſerſtand hinter ihr genau beobachtet ɔden kann, iſt die Rückſeite der Kammer k mit zwei blanken Platinſtreifen ɔgt, deren Flächen das Licht widerſpiegeln.

An dem Hahnkörper ſind ſeitlich zwei Probirhähne angebracht, ſodaß der ıſſerſtandsanzeiger den geſetzlichen Beſtimmungen entſpricht, welche zwei Vor- ɪtungen zur Anzeige des Waſſerſtandes fordern.

Wenn der Bruch einer Glasplatte eintreten ſollte, ſo iſt nicht zu befürchten, ɜ die Glasſplitter herumgeſchleudert werden, da die Deckplatte r die Stücke ammenhält. Das Auswechſeln der Glasplatte aber iſt auch während des ɪriebes möglich, ſobald der Hahn c geſchloſſen und darauf die Deckplatte entfernt ɔd. Zur Abdichtung und um eine elaſtiſche Unterlage für die Glasplatte zu bieten, ɔ Zwiſchenlagen von Gummi unter der Glasplatte und über derſelben eingelegt.

Den Waſſerſtandsanzeiger von Amphlett, wie er von der Aktien- ſellſchaft Strube in Magdeburg-Buckau gebaut wird, zeigt Fig. 505. Er von den vorgenannten Waſſerſtandsanzeigern voll- ıdig abweichend und iſt aus der Conſtruction alten Schwimmerapparate entſtanden. Die Be- ɪungen eines Schwimmers, der auf dem Waſſer Keſſel ruht, werden mittelſt einer Stange, die in ı rohrförmigen Unterſatz des Apparates ſich frei ɔegen kann, auf ein Zifferblatt übertragen. Auf Achſe des Zeigers, der vor dem Zifferblatt ſich ɔegt, iſt ein verzahnter Bogen befeſtigt. Er ſteht einer Zahnſtange in Eingriff, an der die Schwim- ɾſtange aufgehängt iſt. Letztere iſt innerhalb des ɔrgehäuſes mit zwei Stellringen verſehen, welche Mitnehmer für ein paar Winkelhebel dienen. ɾch ihre Vermittelung können die Ventile von zwei ɯpfpfeifen geöffnet werden. Die Stellringe ſind auf der Schwimmerſtange angebracht, daß mit ɾeichung des höchſten Waſſerſtandes das eine und Erreichung des niedrigſten Waſſerſtandes das ɔere Ventil geöffnet wird. Beide Alarmpfeifen ɾ haben einen verſchieden hohen Ton, ſodaß der ɪer aus dem Tone der Pfeife erkennen kann, ob höchſte oder tiefſte Waſſerſtand bereits über- ɾitten iſt. Solange dies der Fall iſt, geben auch Pfeifen das Alarmſignal.

Fig. 505.

Der Apparat wird oben auf dem Keſſel angebracht, und es empfiehlt ſich, e ſolche Stellung zu wählen, wo die Wallungen des Waſſers innerhalb des ſſels keine zu häufigen ſind.

Fig. 506.

Der Speiseruser Fig. 506 von Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau ist ein Controllapparat für den niedrigsten Wasserstand. Sobald derselbe erreicht ist, soll er Alarmsignale in Thätigkeit setzen, welche den Heizer warnen.

Auch dieser Apparat ist von der Bewegung eines Schwimmers beeinflußt. Die Schwimmerstange trägt an ihrem oberen Ende innerhalb des Gehäuses eine Kugel, welche als Ventil dient und den Zutritt des Dampfes aus dem Kessel zu einer Dampfpfeife absperrt oder gestattet. Sinkt der Wasserspiegel unter den niedrigsten Wasserstand, dann folgt ihm der Schwimmer, öffnet den Zugang der Dampfpfeife und bringt diese zum Ertönen. Damit der Apparat auf seine Brauchbarkeit immer wieder geprüft werden kann, ist ein Handgriff x an dem Gehäuse vorgesehen, durch dessen Bewegung die Schwimmerstange niedergedrückt und der Dampfdurchgang erprobt werden kann.

Unter der Bezeichnung Sicherheitsapparate werden Vorrichtungen gebaut, die selbstthätig den Dampf aus dem Kessel entweichen lassen, sobald das Wasser unter den niedrigsten Wasserstand gesunken ist. Sie beruhen darauf, daß die Dampfausströmöffnung mittelst eines Pfropfens von leicht schmelzbarem Metall geschlossen wird. Das Metall schmilzt nicht, solange es unter Wasser steht, seine Schmelzung beginnt erst, wenn der Wasserspiegel so weit gesunken ist, daß das Metall den Wasserdämpfen ausgesetzt ist.

Ein solcher Sicherheitsapparat nach Ausführung der Firma Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover und seine Verwendung bei einem Flammrohrkessel ist durch die Figuren 507 bis 509 wiedergegeben. Der Apparat selbst besteht aus einer Rothgußhülse P, in welche von Innen her ein Mundstück aus Rothguß eingeschraubt ist. Letzteres hat einen konischen Durchgang, der stufenförmig abgesetzt ist. Ein konischer Verschlußpfropfen C, der an seinem äußeren Umfang ebenfalls mehrfach abgesetzt ist, paßt in das konische Mundstück mit Spielraum hinein und deckt

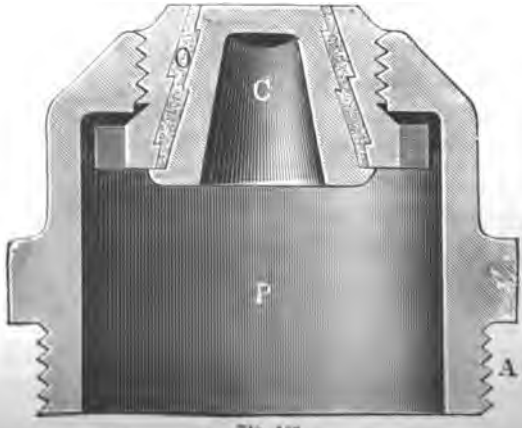


Fig. 507.

ıer Schlußstellung dessen untere Oeffnung mit einem Flansch ab. Der Spiel- ım zwischen Pfropfen und Mundstück wird mit einem leicht schmelzbaren :tall ausgegossen. Die- Apparat wird, wie ı. 509 erkennen läßt, rhalb der Feuerung das Flammrohr so geschraubt, daß das re Ende des Mund- ckes 40—65 mm über höchste Stelle des ammrohres hinausragt.

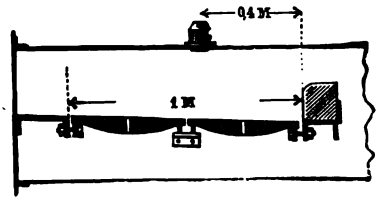


Fig. 508.

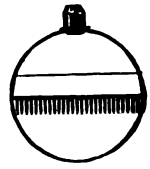


Fig. 509.

)lange das Wasser über dem Apparat steht, kann die Metallfüllung O nicht melzen. Sinkt aber der Wasserstand so weit, daß der Dampf mit dem Metall Berührung kommt, dann schmilzt dieses in Folge der höheren Dampftemperatur,) der konische Pfropfen C wird durch den Dampfdruck herausgeschleudert. Der ımpf gelangt nunmehr in das Flammrohr und löscht das Feuer aus. Der)parat hat den Nachtheil, daß er erst von Neuem wieder in Gang gesetzt werden ın, wenn der Dampfkessel vollständig erkaltet ist.

Der Black'sche Sicherheitsapparat, der auf demselben Grundsatze ruht, ist nach Ausführungen der Aktien-Gesellschaft Strube in Magdeburg-uckau in Fig. 510 dargestellt. Er besteht aus einem Rohr, s bis zu dem niedrigsten Wasserstande in dem Kessel hinein- icht und auf welches Außen eine Dampfpfeife aufgesetzt ist, e durch einen Hahn abgeschlossen werden kann. Der Zu- ıng zur Pfeife wird durch einen Pfropfen von Metall ver- ndert, der bei 100° C. schmilzt. Bei normalem Wasser- ınde ist das Einhängerohr des Apparates mit Wasser ıgefüllt. Sinkt das Wasser unter die Rohrmündung, so itt Dampf in das Rohr ein, schmelzt den Metallpfropfen ıd die Pfeife ertönt. Der an dem Apparat befindliche ahn, welcher während des Betriebes offen sein muß, wird sdann geschlossen, bis der normale Wasserstand wieder- :rgestellt ist. Nach dem Erkalten wird ein neuer Metall- ropfen eingesetzt und der Hahn wieder geöffnet. Damit r Heizer den Hahn nicht willkürlich schließen kann, wird er ırch einen Plombenverschluß in geöffneter Stellung erhalten.)ei hohen Dampfspannungen, oder wo äußere Einflüsse die bkühlung des Wassers, welches unter dem Metallpfropfen eht, erschwert, wird ein schlangenförmig gebogenes Ende an as Rohr angesetzt, sodaß durch dessen größere Oberfläche ie Abkühlung des Wassers befördert wird.

Fig. 510.

Der Sicherheitsapparat von Richard Schwartzkopff in Berlin, welcher ırch Fig. 511 bis 514 wiedergegeben ist, setzt durch Schmelzen einer leicht zu

schmelzenden Metalllegirung ein elektrisches Alarmsignal in Thätigkeit, welches an beliebigen Stellen des Kesselhauses und an anderen Controllstellen angebracht

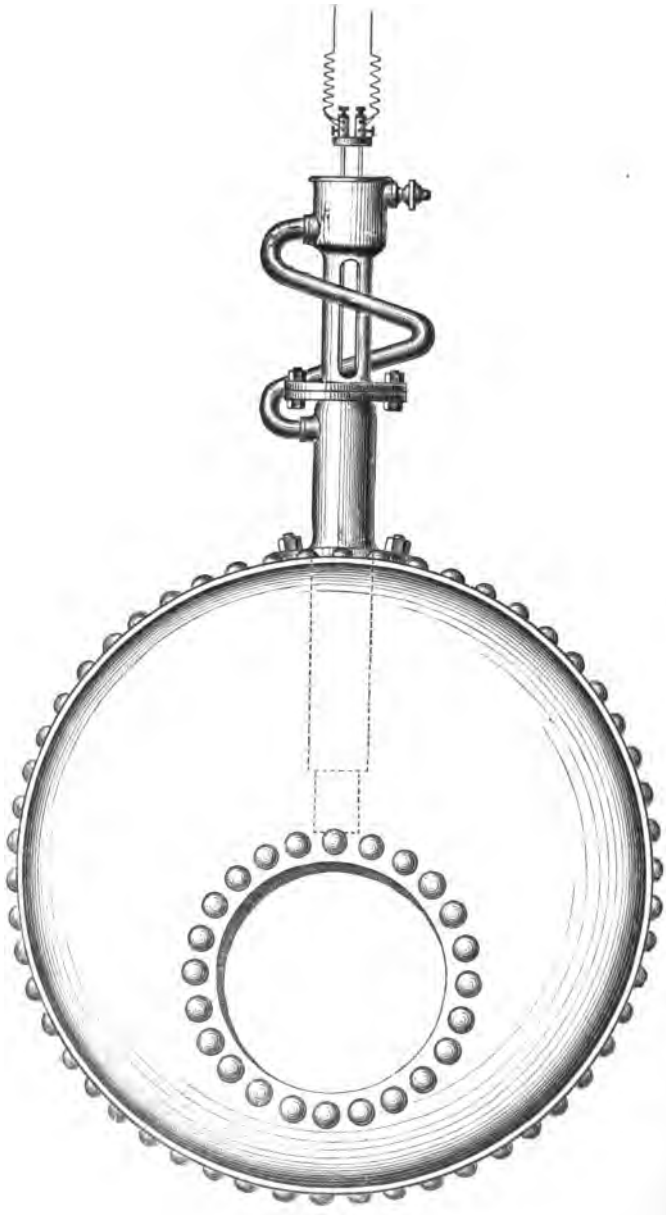


Fig. 511.

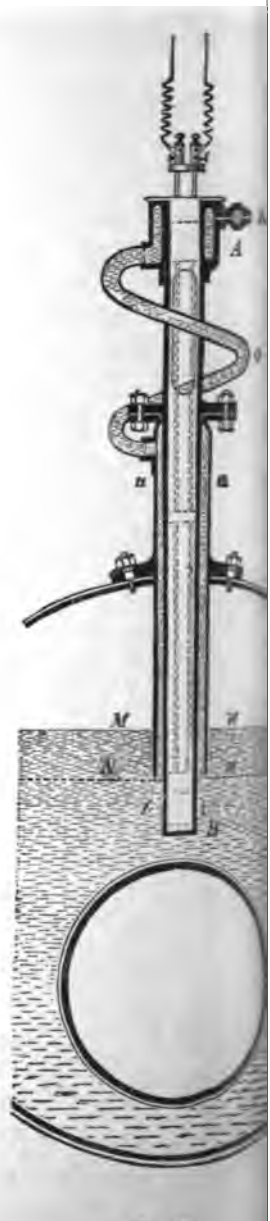


Fig. 512.

werden kann. Wassermängel im Betriebe oder beim Anheizen, die Ueberschreitung einer zulässigen Spannung um 0,5—1 Atmosphäre und die Ueberhitzung des Kesselwassers werden durch diesen Sicherheitsapparat an allen Controllstellen

gleichzeitig gemeldet. In dem Inneren des Apparates schmilzt alsdann ein Stückchen Metall von einer leicht schmelzbaren Legirung und schließt dadurch den elektrischen Strom eines Läutewerkes. Wie die Ansicht Fig. 511 und der Schnitt Fig. 512 erkennen lassen, setzt sich das Gehäuse aus den beiden Röhren a und i zusammen, die mit einander verbunden und mittelst eines Flansches an dem Rohre a auf dem Kessel angebracht sind. Letzteres Rohr ist unten offen und schließt sich außerhalb des Kessels an die Außenwandung des unten geschlossenen Rohres i an. Es bleibt also zwischen beiden Röhren ein ringförmiger Raum frei. Das innere Rohr i ist oben offen und an dieser Stelle von einem Hohlraum A umgeben, welcher durch ein Schlangenrohr o von Kupfer mit dem oberen Theile des Rohres a in Verbindung steht. Im Letzteren, dessen untere Mündung in der Höhe des niedrigsten Wasserstandes liegt, steigt das Kesselwasser auf, sobald der Kessel angeheizt wird. Wird dabei der Lufthahn h geöffnet, so kann auch das Schlangenrohr o und der Hohlraum A mit dem Kesselwasser sich füllen. Das Wasser kühlt sich durch Wärmeausstrahlung ab und bleibt in dem Hohlraum A kühler als 100° C. Sinkt aber der Wasserstand im Kessel unter die Oeffnung des Rohres a, so entleert sich dieses sowohl wie die Kühlschlange o und der Hohlraum A und es tritt an die Stelle des Wassers Dampf aus dem Kessel in diese Theile des Apparates ein.

In dem inneren Rohr i befindet sich — wie Fig. 513 darstellt — ein Einsatz, der aus zwei starken Kupferdrähten d und d_1 besteht, die durch die Schieferstein-platten m und v isolirt von einander gehalten werden. Ueber diese Drähte sind — entsprechend Fig. 514 — zwei Büchsen von Messingrohr geschoben und mittelst Schieferstein-masse gegen die Drähte isolirt. Der Boden k dieser Büchsen ist trichterförmig vertieft und die Büchsen selbst mit einem Verschlußdeckel v bezw. v_1 von Schieferstein versehen. In die Büchse c wird ein Ring l aus einer Metall-legirung, welche bei 100° C. schmilzt, eingelegt. Solange Wasser in dem Hohlraum A ist, ist die Temperatur auch in der Büchse c unter 100° C. Bei Wassermangel im Kessel aber strömt Dampf in den Hohlraum A ein, erhitzt diesen über 100° C. und schmelzt den Ring l. Das abschmelzende

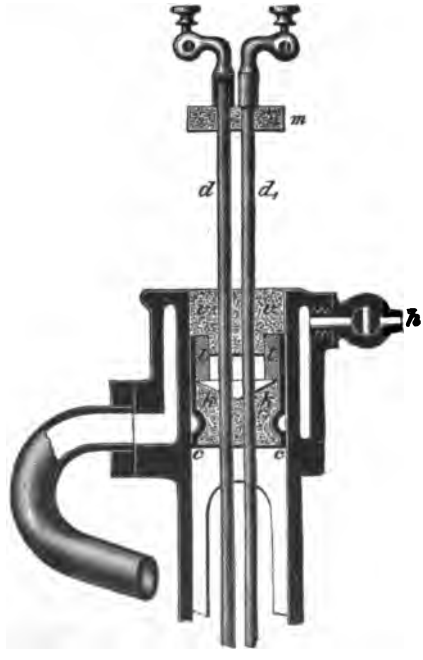


Fig. 513.

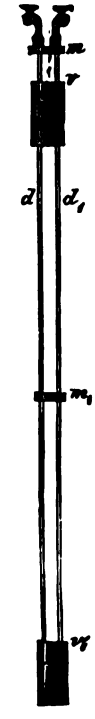


Fig. 514.

Metall füllt den trichterförmigen Boden k der Büchse c aus und stellt die elektrische Verbindung zwischen den Leitungsdrähten her, wodurch die Alarmglocken in Bewegung kommen. Da hierbei weder Dampf noch Wasser aus dem Kessel entweichen können, so kann man den Einsatz während des Betriebes wieder herausziehen, das geschmolzene Metall wieder entfernen und einen neuen Metallring einlegen, kurz, den ganzen Apparat wieder betriebsfähig machen.

Die untere Büchse c_1 ist genau so wie die obere construirt. Sie dient dazu, die Ueberschreitung der erlaubten Dampfspannung im Kessel anzuzeigen. Man benutzt hier einen Ring, dessen Schmelztemperatur etwas höher ist, als die Temperatur des Dampfes bei der zulässigen Spannung. Wächst der Druck im Kessel so weit, daß der Metallring schmilzt, so sammelt sich das geschmolzene Metall in der trichterförmigen Vertiefung an und stellt dadurch den elektrischen Strom zu den Drähten d und d_1 her, womit ebenfalls das Läutewerk auf allen Stationen in Thätigkeit gesetzt wird.

Da das untere Ende B des inneren Rohres i in der Nähe des Flammrohres mündet, so würde, wenn der Kessel angeheizt wird, ohne daß genügend Wasser vorhanden ist, die strahlende Wärme des Feuerrohres hinreichen, um den Metallring der unteren Büchse c_1 zu schmelzen und dadurch den Alarmapparat in Thätigkeit zu setzen.

Auch wenn das Kesselwasser durch Verunreinigungen oder bei überangestrengtem Betriebe über die Temperatur erhitzt wird, welche dem normalen Dampfdruck entspricht, so wird auch dann der Metallring in der unteren Büchse c_1 schmelzen und die Bethätigung des Alarmsignales veranlassen.

3. Vorrichtungen zum Erkennen des Druckes im Kessel. Zu diesen Vorrichtungen gehören sowohl die Sicherheitsventile, deren Construction wir bereits Band I, Seite 727 ff. besprochen haben, als auch die Manometer, die wir ebenfalls aus Band I, Seite 66 ff. kennen. Das Sicherheitsventil tritt nur in Thätigkeit, wenn die Dampfspannung die zulässige Grenze überschreitet. Es läßt alsdann den Dampf ausströmen und verhindert auf diese Weise jede weitere Steigerung des Dampfdruckes. Das Manometer ist dazu bestimmt, den jeweiligen Druck, der im Dampfkessel herrscht, anzuzeigen, sodaß der Heizer im Stande ist, einen gleichmäßigen Betrieb aufrecht zu erhalten. Die Vorschriften, welche das Gesetz für diese Vorrichtungen giebt, lauten:

„Jeder Dampfkessel muß mit wenigstens einem zuverlässigen Sicherheitsventil versehen sein."

„Wenn mehrere Kessel einen gemeinsamen Dampfsammler haben, von welchem sie nicht einzeln abgesperrt werden können, so genügen für dieselben zwei Sicherheitsventile."

„Dampfschiffs-, Lokomobil- und Lokomotivkessel müssen immer mindestens zwei Sicherheitsventile haben."

„Die Sicherheitsventile müssen jederzeit gelüftet werden können. Sie sind höchstens so zu belasten, daß sie bei Eintritt der für den Kessel festgesetzten Dampfspannung den Dampf entweichen lassen."

„An jedem Dampfkeſſel muß ein zuverläſſiges Manometer angebracht ſein, an welchem die feſtgeſetzte höchſte Dampfſpannung durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen iſt.“

Wir können hier davon abſehen, auf die Einzelheiten der Conſtruction von Sicherheitsventilen einzugehen, da dieſe ſchon früher beſprochen wurden. Ueber ihren lichten Durchmeſſer giebt von Reiche*) die nachſtehende Tabelle:

Es haben:

1. fahrbare Lokomobilen bei .	6		8		12		15		18	22	qm Heizfläche
zwei gleiche Ventile von . .	25		27		30		35		40	45	mm lichter Weite
2. transportable Keſſel bei . .	10	15	20	30	40	45	60	70			qm Heizfläche
zwei gleiche Ventile von . .	30	35	45	50	60	65	75	80			mm lichter Weite
3. ſtehende Keſſel bei	3		6		8		12		17	20	qm Heizfläche
zwei gleiche Ventile von . .	25		27		30		35		40	45	mm lichter Weite
4. Waſſerröhrenkeſſel bei . . .	15	35	45	60	80	90	100	120	150	180	qm Heizfläche
zwei gleiche Ventile von . .	40	60	65	70	75	80	90	100	110	125	mm lichter Weite
5. Große combinirte Keſſel bei Gallowaykeſſel u. ſ. w. entweder ein Ventil von . .	80		100		130		150		180	200	qm Heizfläche
	95		105		120		130		135	145	mm lichter Weite
oder zwei gleiche Ventile von	—		—		95		100		105	110	„ „ „
6. Großwaſſerraumkeſſel bei .	10	20	30	50	65	70	80	95			qm Heizfläche
entweder ein Ventil von .	35	50	60	80	95	100	110	120			mm lichter Weite
oder zwei gleiche Ventile von	—	—	—	—	70	80	90	95			„ „ „

Auch auf die Conſtruction der Manometer brauchen wir hier nicht einzugehen. Es ſei nur daran erinnert, daß ein Federmanometer nur ſo lange richtige Anzeigen macht, ſolange die Feder rein und unbeſchädigt iſt. Auch darf die Feder nicht warm werden, da das Manometer mit kaltem Waſſer geprüft und ſeine Gradeintheilung darnach gemacht worden iſt. Man ſetzt die Manometer auf Rohre, welche wie die in Fig. 515 dargeſtellten gebogen ſind, auf. Dieſe ſogenannten Trompetenrohre bilden einen Waſſerſack, welcher das Manometer vor Verunreinigungen ſchützt und einer Erwärmung ſeiner Feder vorbeugt.

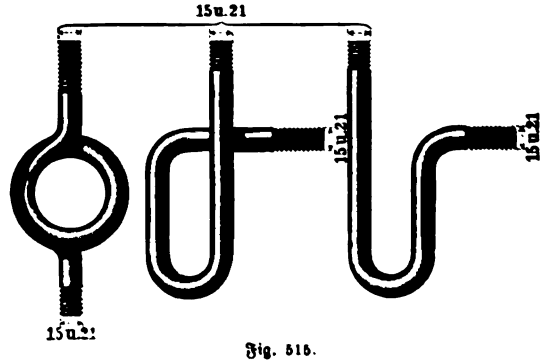


Fig. 515.

*) von Reiche, „Anlage und Betrieb der Dampfkeſſel“.

Die Vorwärmer.

Der Vorwärmer ist dazu bestimmt, das Speisewasser für den Kessel vorzuwärmen, bevor es in den Kessel hineingepumpt wird. Zur Vorwärmung des Speisewassers wird eine neue besondere Wärmequelle nicht benutzt, sondern die Wärme des abgehenden Dampfes der Dampfmaschine oder die Wärme der nach dem Schornstein abziehenden Heizgase. Es können deshalb mit dem Vorwärmer nicht unerhebliche Ersparnisse an Brennmaterial erzielt werden. Erwärmt man dabei das Speisewasser in dem Vorwärmer bis zu einem Grade, bei welchem die Verunreinigungen des Wassers sich ausscheiden, so kann durch die Anwendung eines Vorwärmers auch die Haltbarkeit des Dampfkessels erhöht werden. Der Vorwärmer muß in diesem Falle so eingerichtet sein, daß er leicht gereinigt werden kann.

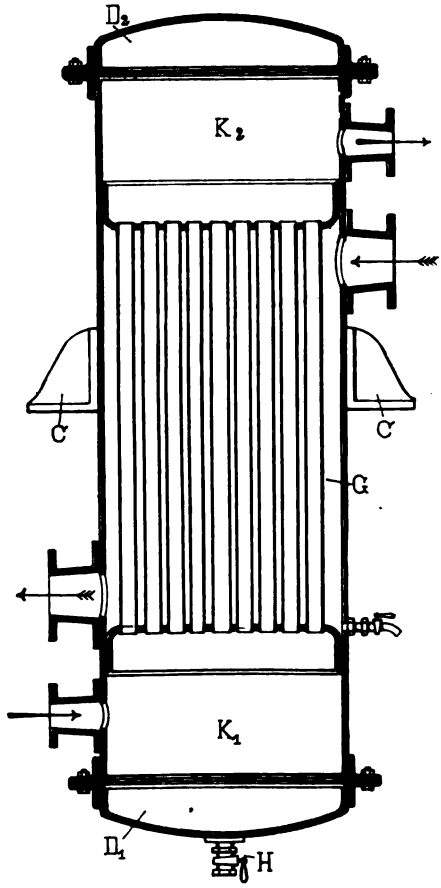


Fig. 516.

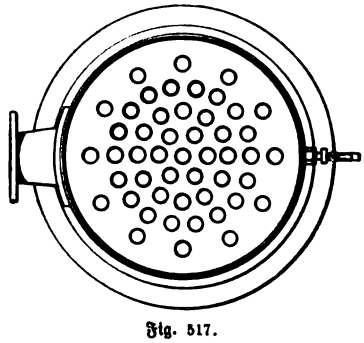


Fig. 517.

Die Vorwärmer, welche mit dem abziehenden Dampf einer Dampfmaschine geheizt werden, unterscheiden wir zunächst darnach, ob der Dampf mit dem kalten Speisewasser in unmittelbare Berührung gebracht, oder ob er durch einen Heizkörper geführt wird, der durch seine Heizfläche die Wärmeübertragung auf das Speisewasser vermittelt. Die erstere Art der Vorwärmer ist als unzweckmäßig deshalb verlassen worden, weil der Abdampf einer Dampfmaschine stets Oel aus der Maschine mitführt. Da der Dampfcylinder, um die Reibung des Kolbens und der Schieber zu verringern, geschmiert werden muß, so ist es nicht zu vermeiden, daß die Schmiermittel in feinvertheiltem Zustande von dem durchströmenden Dampf aufgenommen und weiter getragen werden. Wird aber das Speisewasser durch Mischung mit dem Abdampf mit Oel oder Fett verunreinigt, so wächst die Gefahr, daß die Eisenwände des Dampfkessels angegriffen und schneller

zerstört werden. Wir wollen deshalb hier von einer Besprechung solcher Vorwärmer ganz absehen.

Von den Vorwärmern, in denen das Speisewasser durch eine Heizfläche erwärmt wird, die vom Abdampf durchzogen ist, sei hier zunächst erwähnt

Der Röhrenvorwärmer Fig. 516 und 517. Er besteht aus einem kesselartigen Gefäß, welches in seinem mittleren Theile von Röhren durchzogen ist, während unterhalb und oberhalb derselben freie Wasserkammern K_1 und K_2 sich bilden. Durch die Böden D_1 und D_2 werden diese Kammern abgeschlossen. Das Speisewasser tritt durch einen Stutzen in der Pfeilrichtung in die Kammer K_1 ein, durchströmt das Röhrensystem nach der Kammer K_2 und tritt von hier in der Pfeilrichtung wieder aus. Dagegen tritt der Dampf in der umgekehrten Richtung in dem mittleren Theile des Vorwärmers oben ein, durchströmt diesen und tritt unten wieder aus demselben aus. Während also das Wasser durch den inneren Raum der Röhren strömt, wird der äußere Umfang derselben von Dampf umspült. Dabei wird der Grundsatz der Gegenströmung eingehalten, sodaß das Wasser aufsteigend allmählich erwärmt wird und immer heißere Heizflächen vorfindet.

Ein solcher Vorwärmer läßt sich leicht reinigen. Es wird entweder ein Mannloch in einem der Böden vorgesehen, oder diese werden selbst abgeschraubt und die Kammern K_1 und K_2 freigelegt. Gewöhnlich wird der Vorwärmer so unterstützt, daß er frei hängt und der untere Boden D_1 zugänglich ist. Dazu können Stützkonsols C — wie bei der dargestellten Ausführung — an dem Mantel des Vorwärmers angenietet oder anderweitige Vorkehrungen getroffen werden, die eine freie Aufhängung gestatten. Ist der untere Boden frei zugänglich, so wird an der tiefsten Stelle desselben ein Ablaßhahn H angebracht.

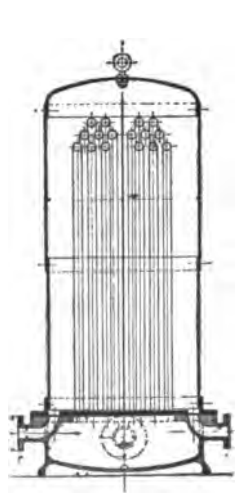


Fig. 518.

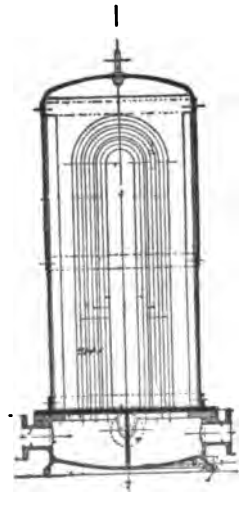


Fig. 519.

Einen Röhrenvorwärmer der Maschinen-Bauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln zeigen Fig. 518 und 519. Auf einem hohlen gußeisernen Grundkörper ist der Vorwärmermantel von Schmiedeeisen aufgeschraubt und innerhalb desselben eine Anzahl U-förmig gebogener Röhren aus Schmiedeeisen, Messing oder Kupfer angebracht. Das Speisewasser wird dem gußeisernen Untergestell, das durch eine Scheidewand in zwei Theile getheilt ist, auf einer Seite zugeführt, durchströmt die U-förmigen Röhren und gelangt dabei in den zweiten Theil des Untergestelles und von hier nach dem Kessel. Der Dampf wird in den schmiedeeisernen Mantel des Vorwärmers ein-

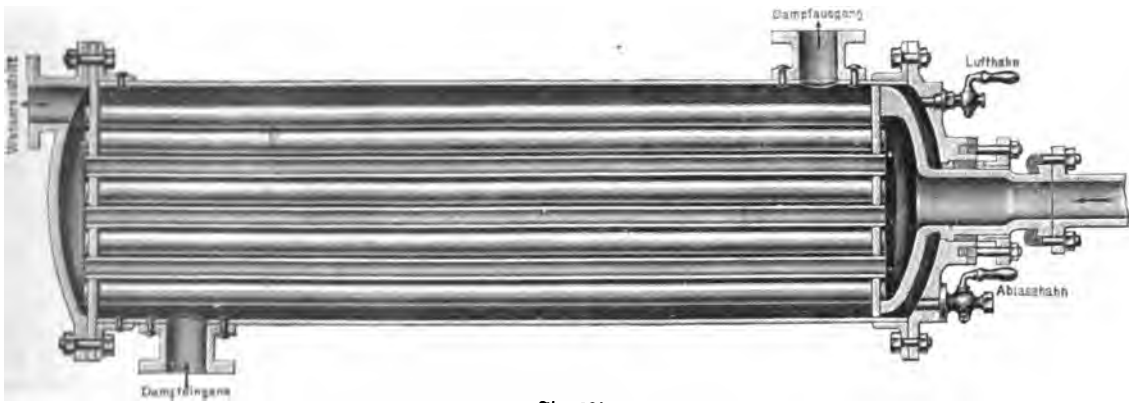


Fig. 520.

Fig. 521.

geführt, der ebenfalls durch eine Scheidewand in zwei Theile getheilt ist, und durchströmt diesen, auf der einen Seite aufsteigend, auf der anderen Seite niederfallend, nach dem Grundsatz der Gegenströmung. Durch die gebogene Form der Röhren können diese sich unter dem Einfluß der Wärme frei ausdehnen. Diese Vorwärmer werden von der Fabrik von 2—50 qm gebaut und werden für Kessel benutzt, welche eine 7—10fache größere Heizfläche haben. Das Speisewasser wird in ihnen bis etwa 90° vorgewärmt.

Der Röhrenvorwärmer von Schneider & Helmecke in Magdeburg — Fig. 520 und 521 — ist ebenfalls mit Rücksicht darauf construirt, daß die Röhren sich frei ausdehnen können. Der schmiedeeiserne Mantel des Vorwärmers wird durch zwei gußeiserne Deckel abgeschlossen. Die Röhren sind an zwei flachen Böden befestigt, von denen der eine mit dem gußeisernen Mantel gleichzeitig gegen den Vorwärmer geschraubt ist, während der andere innerhalb des Mantels frei beweglich ruht. Dieser Boden ist mit einer gußeisernen Haube versehen, die in ein Rohr ausläuft, das die Speiseleitung aufnimmt. Der äußere Umfang dieses Rohres ist bearbeitet und führt sich in einer Stopfbüchse des zweiten Vorwärmerdeckels. Das Wasser durchströmt das Rohrbündel in der Pfeilrichtung, während der Dampf in der entgegengesetzten Richtung den äußeren Umfang der Rohre bestreicht.

Fig. 522 zeigt einen Vorwärmer von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover. Der Abdampf tritt durch die in dem gußeisernen Untertheil befindliche Oeffnung A ein, bestreicht den kupfernen Hohlkörper E, der auf der ent-

gegengesetzten Seite mit Rippen versehen und von dem Speisewasser umströmt wird. Dieses tritt bei C ein und verläßt bei D den Vorwärmer wieder. Um die Geschwindigkeit des Wassers und dadurch die Wärmeabgabe zu erhöhen, sind die Rippen auf dem gußeisernen Hohlkörper in einer Schraubenlinie angeordnet. Obertheil und Untertheil werden durch Flansche mit einander verbunden, zwischen denen auch der Flansch des Kupferhohlkörpers eingeklemmt ist. Nach Lösung der Flanschverbindung sind alle Theile des Vorwärmers zur Reinigung zugänglich. Der innere Hohlraum G in dem oberen Theile des Vorwärmers erhält entweder eine isolirende Luftschicht, oder er wird mit Wärmeschutzmasse ausgefüllt. Der Schlamm sammelt sich an der tiefsten Stelle des Kupferbehälters bei L an. Durch das Rohr F kann nach Oeffnung des Verschlusses H Wasser unter Druck durch den Vorwärmer getrieben werden, welches den Schlamm mit entführt.

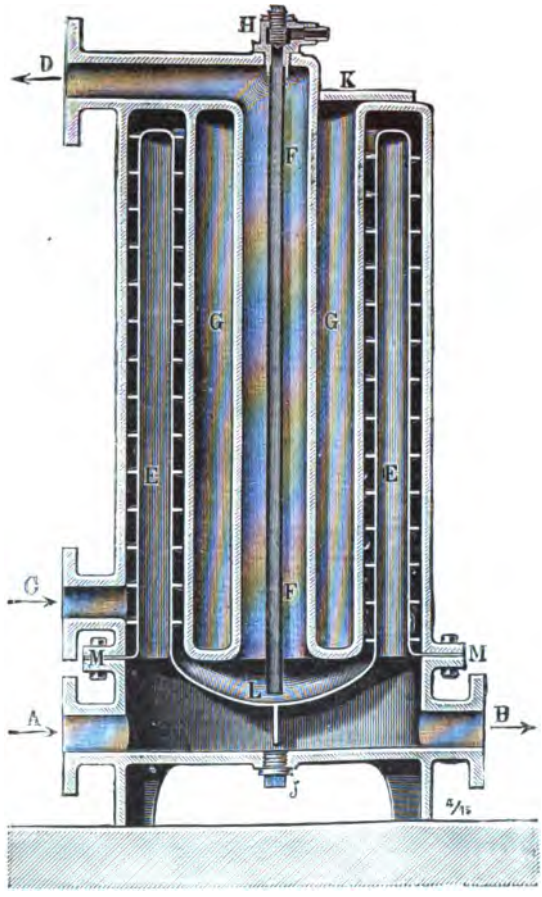


Fig. 522.

Vorwärmer, welche durch abgehende Heizgase erwärmt werden. Diese Vorwärmer sind englischen Ursprungs und unter der Bezeichnung Economiser (sprich: Economeiser, vom englischen economy = Sparsamkeit) bekannt. Die Vorwärmer dieser Klasse bestehen ebenfalls aus einer Anzahl Röhren, durch welche das Speisewasser hindurchgeführt wird. Die Oberflächen dieser Röhren werden aber nicht von dem Abdampf der Maschine, sondern von den abziehenden Heizgasen der Kesselfeuerung erwärmt. Die Economiser werden deshalb zwischen dem Kessel und dem Schornstein in einem erweiterten Ausbau des Fuchses eingesetzt.

Einen Economiser nach Ausführung des Neußer Eisenwerkes Rudolf Daelen in Heerdt bei Neuß stellen Fig. 523 bis 526 dar. Die Röhren werden in Reihen von vier bis zwölf hinter einander aufrechtstehend in den Rauchkanal eingebaut. Sie sind sowohl oben, als unten so mit einander in Verbindung

gebracht, daß das Speisewasser durch alle Röhren gleichzeitig nach oben steigt und von dort in den Dampfkessel geführt wird.

Es besteht für den Economiser die Gefahr, daß Ruß an den Röhren von Außen sich ansetzt und die Wärmeübertragung verringert. Aus diesem Grunde

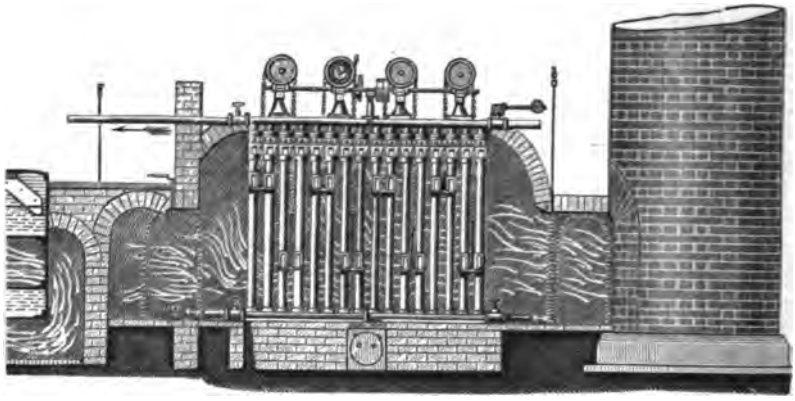


Fig. 523.

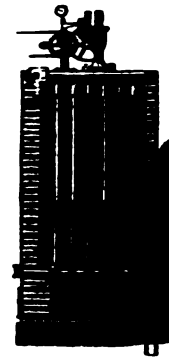


Fig. 524.

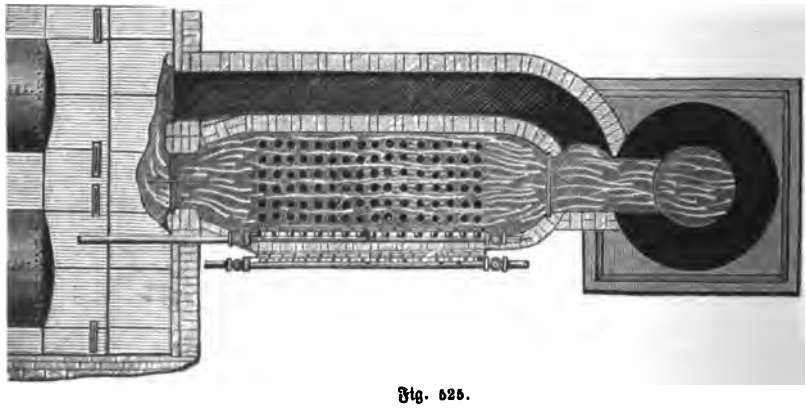


Fig. 525.

Fig. 526

werden alle Rohre mit Rußreinigern, den sogenannten Schabern, ausgerüstet. Diese umgeben jedes Rohr hülsenförmig, und es sind gewöhnlich die Schaber zweier neben einander liegender Rohrreihen mit einander verbunden und an einer Kette aufgehängt, welche über eine Rolle oberhalb des Mauerwerkes läuft. Das andere Ende dieser Kette trägt die Schaber von zwei anderen Rohrreihen. Bei der Hin- und Herbewegung der Rollen werden die Schaber eine auf- und niedergehende Bewegung machen und die Röhren von allen Ansätzen von Ruß und Flugasche befreien. Der Economiser macht sonach einen mechanischen Antrieb erforderlich.

Der in Fig. 523 bis 526 dargestellte Economiser ist in einem neben dem Fuchs aufgemauerten Raum eingebaut. Dieser Raum kann durch Rauchschieber abgestellt werden, sodaß die Heizgase alsdann direkt in den Schornstein ziehen und der Economiser ausgeschaltet ist.

Die Dampfmaſchinen.

Der Dampf, welcher in den Dampfkeſſeln durch Zuführung von Wärme aus dem Waſſer entwickelt wird, ſoll in der Dampfmaſchine in mechaniſche Arbeit ſich umſetzen. Er wirkt dabei durch ſeinen Druck und zwingt

bei den Cylindermaſchinen einen Kolben, der in einem Cylinder dicht anſchließend ſich bewegt, zu einer hin- und hergehenden Bewegung oder

bei den rotirenden Maſchinen eine mit Flügelflächen beſetzte Welle zu einer Drehbewegung.

Die Cylindermaſchinen können in zwei Gruppen eingetheilt werden und zwar in:

Maſchinen ohne Rotationsbewegung (vom lateiniſchen rotatio = Drehung) und

Maſchinen mit Rotationsbewegung oder Rotationsmaſchinen genannt.

Bei beiden Maſchinenarten wird der Kolben in dem Dampfcylinder hin- und herbewegt. Wir bezeichnen eine ſolche Hin- und Herbewegung als Hub des Kolbens und eine vollſtändige Hin- und Herbewegung als Doppelhub desſelben. Der Hub des Kolbens wird bei beiden Maſchinenarten von einer Kolbenſtange übertragen. Bei den Maſchinen ohne Rotationsbewegung iſt aber dieſe Uebertragung eine unmittelbare. Die Arbeitsmaſchinen werden direkt von der Kolbenſtange durch ihre hin- und hergehende Bewegung bethätigt. So beiſpielsweiſe bei der Dampfpumpe, wo der Pumpenkolben an der Kolbenſtange der Dampfmaſchine befeſtigt iſt, oder bei dem Dampfhammer, bei welchem der Hammerkopf an ihr befeſtigt iſt. In allen dieſen Fällen machen die Maſchinentheile der Arbeitsmaſchine eine der Kolbenbewegung gleichgerichtete Bewegung. Bei den Dampfmaſchinen mit Rotationsbewegung wird die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens vermittelſt eines Kurbelgetriebes, wie wir es Band I, Seite 813 ff., kennen gelernt haben, in die Drehbewegung einer Welle umgeſetzt. Die Uebertragung der hin- und hergehenden Kolbenbewegung in eine drehende Wellenbewegung kann erfolgen:

bei Dampfmaſchinen, die einen feſtliegenden Cylinder haben oder

bei Dampfmaſchinen, die einen ſchwingenden Cylinder haben.

Im ersteren Falle ist die Welle mit einer Kurbel ausgerüstet, und es ist die Kurbel und die Kolbenstange durch eine Schubstange mit einander verbunden. Im letzteren Falle greift die Kolbenstange unmittelbar an der Kurbel der Kurbelwelle an.

Auch nach der Wirkungsweise des Dampfes auf die Kolbenfläche unterscheiden wir die Dampfmaschine und zwar als:

Maschinen ohne Expansion oder Volldruckmaschinen und

Maschinen mit Expansion.

Bei den ersteren wird der Dampfcylinder während des ganzen Hubes mit Dampf gefüllt und wirkt mit der gleichen Spannung von Anfang bis zu Ende des Kolbenhubes auf die Kolbenfläche ein. Diese Maschinen sind wegen ihres großen Dampfverbrauches heute nur selten in Anwendung. Bei den Maschinen mit Expansion wird der Dampf nur während eines Theiles des Kolbenhubes in den Dampfcylinder eingelassen und wirkt dabei nur während dieser Zeit mit seiner vollen Spannung. Während der übrigen Zeit bis zu Ende des Kolbenhubes wirkt aber der Dampf durch seine Expansions-, d. h. durch seine Ausdehnungsfähigkeit noch weiter.

Es werden auch Dampfmaschinen mit zwei und mehreren Cylindern gebaut, bei denen der Dampf in dem ersten Cylinder nur zum Theil sich ausdehnt und in jedem der folgenden die Ausdehnungsfähigkeit des Dampfes noch weiter ausgenutzt wird. Die erste derartige Maschine ist als Woolf'sche Maschine bekannt. Die neueren Maschinen dieser Art bezeichnen wir als Compound- (sprich: Compaund) Maschinen oder Verbundmaschinen, d. h. Maschinen, bei denen mehrere Cylinder zu einer Maschine verbunden sind.

Nach der Art und Weise, wie der Dampf aus der Dampfmaschine fortgeleitet wird, unterscheiden wir:

Maschinen ohne Condensation oder Hochdruckmaschinen, auch Auspuffmaschinen genannt und

Maschinen mit Condensation oder Niederdruckmaschinen.

Bei den Auspuffmaschinen entweicht der Dampf, nachdem er auf den Kolben eingewirkt hat, direkt in die freie Luft. Bei den Maschinen mit Condensation wird der Dampf, nachdem er seine Arbeit verrichtet hat, in einen geschlossenen Behälter geleitet und in demselben durch Berührung mit kaltem Wasser condensirt, d. h. wieder zu Wasser verdichtet.

Hinsichtlich der Art der Dampfwirkung unterscheiden wir:

Einfach wirkende Dampfmaschinen und

Doppelt wirkende Dampfmaschinen.

Bei den ersteren wirkt der Dampf nur auf einer Seite der Kolbenfläche treibend, bei den doppelt wirkenden Maschinen wirkt er abwechselnd auf der einen oder anderen der beiden Seiten der Kolbenfläche.

Es wurde schon früher darauf hingewiesen, Seite 4 ff., daß alle Cylindermaschinen, je nach der Stellung der Kurbel, eine Ungleichförmigkeit in ihrer Bewegung haben. Deshalb werden neben den Dampfmaschinen mit einem Cylinder oder den Eincylindrischen Dampfmaschinen:

Dampfmaschinen mit zwei Cylindern oder Zwillingsmaschinen oder

Dampfmaschinen mit drei Cylindern oder Drillingsmaschinen gebaut.

Dampfmaschinen mit mehreren Cylindern unterscheiden sich von den vorgenannten Verbundmaschinen dadurch, daß bei ihnen der Dampf nicht, wie dort, von einem Cylinder in den anderen übergeführt wird, sondern das jeder Cylinder frischen Dampf erhält. Es wirken aber die Dampfmaschinen mit mehreren Cylindern verbessernd auf den Ungleichförmigkeitsgrad einer Dampfmaschine dadurch ein, daß die Kolbenstangen aller dieser Maschinen an ein und derselben Welle angreifen. Die Kurbeln, an welche sie angreifen, werden alsdann gegen einander versetzt, sodaß, wenn die eine der Kurbeln der Todpunktslage, siehe Seite 4, sich annähert, die andere bereits über diese hinaus ist.

Unterscheiden wir nach der Aufstellung ihrer einzelnen Theile die Dampfmaschinenarten, so kann man sie eintheilen in:

Balanciermaschinen, bei welchen die Bewegung des Kolbens nicht durch die Kolbenstange direkt auf die Schubstange und durch diese weiter auf die Kurbelwelle übertragen wird, sondern bei der die Kolbenstange sowohl als auch die Schubstange an einem schwingend gelagerten Hebel, dem sogenannten Balancier, gelenkartig angreifen, wie wir dieses Band I, Seite 839 bereits besprochen haben. Der Dampfcylinder steht bei dieser Maschine senkrecht, die Kurbelwelle ist wagerecht gelagert.

Horizontale oder liegende Maschinen. Bei diesen liegt die Achse des Dampfcylinders und die der Kurbelwelle in einer wagerechten Ebene. Das Gewicht des Kolbens und der Kolbenstange wirkt einseitig nach unten und die Abnutzung der reibenden Theile am Cylinder ist auch eine einseitige. Da alle Haupttheile in einer wagerechten Ebene liegen, sind sie für die Bedienung leicht zugänglich.

Vertikale oder stehende Maschinen. Bei ihnen liegt die Achse des Cylinders und der Kurbelwelle in einer senkrechten Ebene. Das Gewicht des Kolbens wirkt hier nicht einseitig auf den Cylinder und die Abnutzung der reibenden Theile ist deshalb auch eine gleichmäßigere. Dagegen sind die einzelnen Theile der Maschine, weil sie über einander liegen, schwerer zugänglich. Gewöhnlich ist die Kurbelwelle unterhalb des Cylinders gelagert, seltener findet die umgekehrte Aufstellung statt.

Wandmaschinen sind Dampfmaschinen, bei welchen, wie bei der vorgenannten Gruppe, die Achse des Cylinders und der Kurbelwelle in einer senkrechten Ebene liegen, bei denen aber alle Theile auf einer Fundamentplatte, welche an der Wand befestigt ist, angebracht sind. Bei diesen Maschinen ist, umgekehrt wie bei den vorhergehenden, die Aufstellung gewöhnlich eine solche, daß der Cylinder unten und die Kurbelwelle über demselben liegt.

Schrägliegende Dampfmaschinen. Es liegt bei ihnen der Cylinder in einer schrägen Ebene, die Kurbelwelle hingegen ist wagerecht gelagert.

Oscillirende Maschinen (vom lateinischen oscillare = schwingen). Der Cylinder ist bei diesen Dampfmaschinen um zwei Zapfen schwingend gelagert, und die Kolbenstange greift direkt an der Kurbel der Welle an. Sie werden als wagerechte, senkrechte oder schrägliegende Maschinen gebaut. Dadurch, daß bei ihnen die Schubstange fehlt, nehmen sie der Längsausdehnung nach einen wesentlich geringeren Raum ein als andere Maschinen.

Rotirende Dampfmaschinen. Hierher gehören diejenigen Dampfmaschinen bei denen eine Anzahl von Cylindern auf einem gemeinschaftlichen Rahmen angeordnet sind, der auf der Kurbelwelle sich dreht und bei welcher die Kolbenstange aller Cylindermaschinen an der Kurbel dieser Kurbelwelle angreifen. Es gehören aber auch diejenigen Maschinen hierher, bei denen der Dampf auf Flügelflächen wirkt, die auf einer Drehachse angeordnet sind, die sogenannten Dampfturbinen.

Stationäre Maschinen. Darunter sind alle Maschinen verstanden, welche ihren Platz nicht verändern und auf einem Fundament aufgebaut sind, das mit dem Mauerwerk eines Raumes fest verbunden ist.

Transportable Maschinen sind im Gegensatz zu den vorgenannten Maschinen solche, die ihren Platz verändern, welche also auf einer Fundamentplatte aufgebaut sind, die bald hierhin, bald dorthin gebracht werden kann, wie beispielsweise bei den Lokomobilen oder bei den Lokomotiven und Schiffsmaschinen welche stetig ihren Aufenthaltsort ändern.

Es wird auch darnach unterschieden, ob die Dampfmaschine eine beschränktere oder größere Anzahl von Hubbewegungen macht. Wir sprechen von:

Langsam laufenden Maschinen, wenn der Kolben der Dampfmaschine nicht mehr als 75 Doppelhübe in der Minute ausführt, von

Rasch laufenden Maschinen oder Schnellläufern, wenn der Kolben über 100 Doppelhübe in der Minute ausführt. Es sind Dampfmaschinen in Gebrauch, die 400 Doppelhübe in der Minute machen und bei denen auch die Kurbelwelle eine gleiche Anzahl von Umdrehungen macht. Von den rotirenden Maschinen ist es die Dampfturbine, welche sogar bis 30000 Umdrehungen in der Minute ausführt.

Endlich unterscheiden wir die Dampfmaschinen nach der Art ihrer Steuerung, mittelst welcher der Dampf bald vor, bald hinter dem Kolben eingelassen wird. Wir verstehen dabei ganz allgemein unter:

Schiebermaschinen solche Maschinen, bei denen die Steuerung des Dampfes durch einen Schieber erfolgt, sei dies nun ein ebener Schieber mit geradliniger Bewegung oder ein bogenförmiger Schieber oder ein cylindrischer Schieber mit drehender Bewegung.

Ventilmaschinen. Maschinen, bei denen Ventile als Steuerorgane benutzt werden.

Wie aus dieser mannigfachen Eintheilung sich ergiebt, ist die Zahl der gebräuchlichen Maschinenarten eine ungemein große, da eine Menge von Combinationen möglich sind. Es kommt noch dazu, daß auch andere Gesichtspunkte für die Eintheilung der Dampfmaschine bestimmend sein können, als die soeben aufgeführten. So kann man z. B. die Dampfmaschinen darnach eintheilen, ob sie die Arbeitsmaschinen durch Vermittelung einer Transmission antreiben und diese als Transmissionsdampfmaschinen bezeichnen*), oder ob sie die Arbeitsmaschinen direkt antreiben und diese als Werkzeugdampfmaschinen bezeichnen.

*) Diese Bezeichnung von Dampfmaschinen ist von v. Reiche gewählt worden.

An der Hand von Linienzeichnungen sollen die Dampfmaschinen zunächst nach der Gesammtanordnung ihrer Theile besprochen werden.

Als liegende Dampfmaschinen kommen zwei Ausführungsformen vor, die sich mit Bezug auf die Aufstellung und Befestigung der Maschinentheile auf dem Fundamentrahmen von einander unterscheiden. Es sind dies die Rahmenmaschinen und die Bajonettmaschinen.

Eine Rahmenmaschine zeigen Fig. 527 und 528 im Auf- und Grundriß. Als Fundament dient ein gußeiserner Rahmen T von U-förmigem Querschnitt, auf welchem der Dampfcylinder B an einem Ende desselben wagerecht so aufgebaut ist, daß seine Achse in die Mittelebene des Rahmens fällt. Auf je einer Wange des Rahmens sind die Gleitbahnen K für den Kreuzkopf L angebracht. Die Kurbelwelle N ruht in zwei Lagern, die an dem Rahmen mit angegossen sind. Diese Aufstellung wird dort angewendet, wo es darauf ankommt, alle Theile gegen Erschütterungen zu sichern.

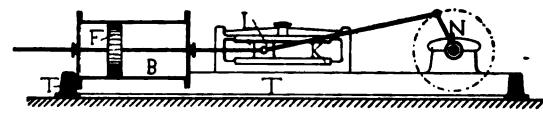


Fig. 527.

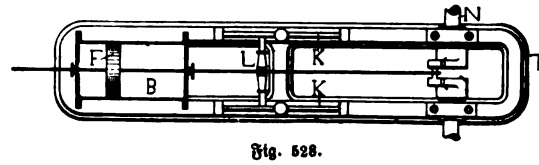


Fig. 528.

Die Bajonettmaschine, die Fig. 529 und 530 im Auf- und Grundriß zeigen, giebt die heute beliebteste Aufstellung wieder. Der Rahmen Y ist wie ein Bajonett gebogen und hat daher seine Bezeichnung. Nach seinem Erfinder, dem Amerikaner Corliß wird er auch Corlißrahmen genannt. Der gebogene Rahmen Y ist an einem sehr kräftig ausgebildeten Lagerbock W angebracht, der gleichzeitig der Kurbelwelle als Lager dient. In seinem vorderen Theil ist der Bajonettrahmen als geschlossener oder offener Cylinder ausgebildet und trägt die Gleitbahnen K zur Führung des Kreuzkopfes L. Wegen seiner leichten Bearbeitungsfähigkeit und der Steifigkeit, welche der Rahmen zur Geradführung des Kreuzkopfes bietet, hat sich diese Bauart besonders eingeführt. Der Cylinder B

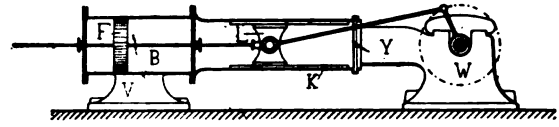


Fig. 529.

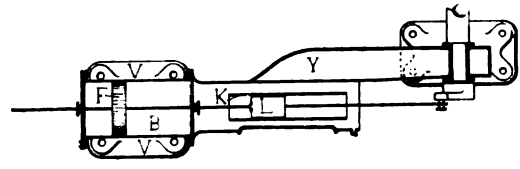


Fig. 530.

ist entweder an einem besonderen Fundamentfuß V angegossen wie in Fig. 529 und mit Flanschverbindung gegen den Rahmen geschraubt, oder er ist ohne Fuß frei hängend an den Bajonettrahmen angeschraubt und letzterer an seinem vorderen Ende unterstützt.

Bei beiden Anordnungen — Fig. 527 bis 530 — sind die Kolbenstangen über dem Kolben F hinaus verlängert und führen sich in einer Stopfbüchse des Cylinderbodens. Hierdurch soll verhindert werden, daß das Gewicht des Kolbens einseitig in dem Cylinder aufliegt, und die einseitige Abnutzung desselben verringert werden.

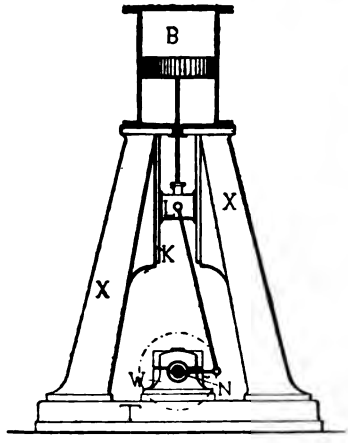


Fig. 531.

Eine stehende Dampfmaschine, die als Hammermaschine bezeichnet wird, weil sie in ihrem Aufbau Aehnlichkeit mit dem der Dampfhämmer zeigt, giebt Fig. 531 wieder. Der Cylinder B ist oben auf einem A-förmigen Rahmenbock X aufgesetzt. An den beiden Schenkeln des Bockes sind die Gleitbahnen K für den Kreuzkopf L angebracht. Die Kurbelwelle N ruht zwischen den Böcken in zwei Lagern W, welche auf der Grundplatte T befestigt sind. Mitunter werden auch die beiden Rahmenböcke durch einen säulenförmigen Ständer ersetzt, innerhalb welchem der Kreuzkopf geführt ist.

Die seltenere Anordnung, daß der Cylinder B auf der Grundplatte innerhalb des Ständers X aufgestellt ist, die Kurbelwelle N aber auf demselben in Lagern ruht, ist durch Fig. 532 wiedergegeben. Solche Maschinen bezeichnet man als Kegelstumpf-Maschinen, weil das Gestell etwa die Form eines abgestumpften Kegels hat.

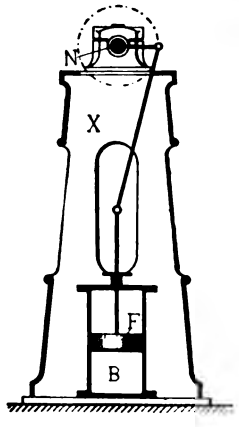


Fig. 532.

Alle stehenden Maschinen haben den Vorzug, daß sie einen geringeren Raum auf dem Boden des Maschinenhauses in Anspruch nehmen, als liegende Maschinen. Sie haben aber ihnen gegenüber den Nachtheil, daß sie viel mehr den Erschütterungen ausgesetzt sind, als diese. Ganz besonders dann, wenn die Kurbelwelle N, wie bei Fig. 532, auf dem Gestell X liegt.

Die Anordnung einer Balanciermaschine, wie sie der Erfinder der Dampfmaschine, James Watt, angegeben hat, zeigt Fig. 533. Der Balancier Z wird auf einer Säule H drehbar gelagert. In der Ebene des Balanciers sind auf

dem Fundament T der Hochdruck- und der Niederdruck-Dampfcylinder B_1 und B_2 auf einer Seite der Säule, und auf der anderen sind die Speisepumpen aufgestellt. Auf letzterer Seite lagert auch die Kurbelwelle N quer zur Ebene des

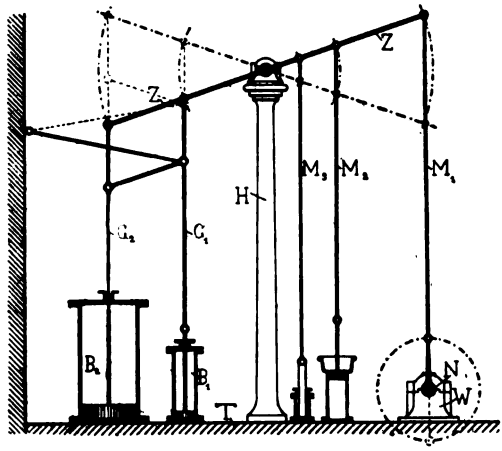


Fig. 533.

Balanciers in den beiden Lagern W. Die Kolbenstangen G_1 und G_2 der Dampfcylinder sind gelenkartig durch ein Geradführungs-Parallelogramm an einer Seite des Balanciers aufgehängt, während die Schubstangen M_1, M_2 und M_3, nämlich die für die Kurbelwelle N und die für die Pumpen an der entgegengesetzten Seite, an dem Balancier angreifen. Diese Aufstellung erfordert zwar einen großen Raum und bedingt auch eine kleinere Anzahl von Kurbelumdrehungen der Maschinen, ist aber für gewisse Zwecke, so beispielsweise für Pumpwerke, von Vortheil.

Die Anordnung einer schrägliegenden Maschine zeigt Fig. 534. Der Cylinder B ist an dem unteren Ende eines Schrägrahmens H in schräger Lage

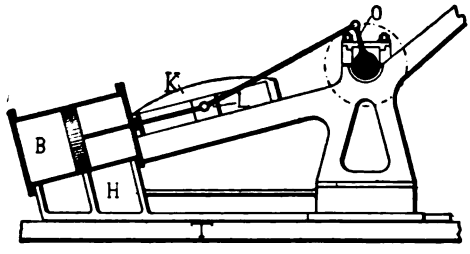


Fig. 534.

angebracht. Die Kurbelwelle ruht in der Verlängerung der Cylinderachse an einer höheren Stelle auf dem Fundamentrahmen T und die Wangen des Letzteren tragen die Gleitbahnen K für den Kreuzkopf L. Wird diese Aufstellung für Verbundmaschinen angewendet, so pflegt man beide Cylinder neben einander zu legen.

Für Zwillingsmaschinen macht man den Fundamentrahmen — wie in Fig. 535 — nach beiden Seiten schräg und ordnet auf jeder Seite einen Cylinder B_1 und B_2 an. Diese werden dabei, unter einen Winkel von 45° geneigt, so

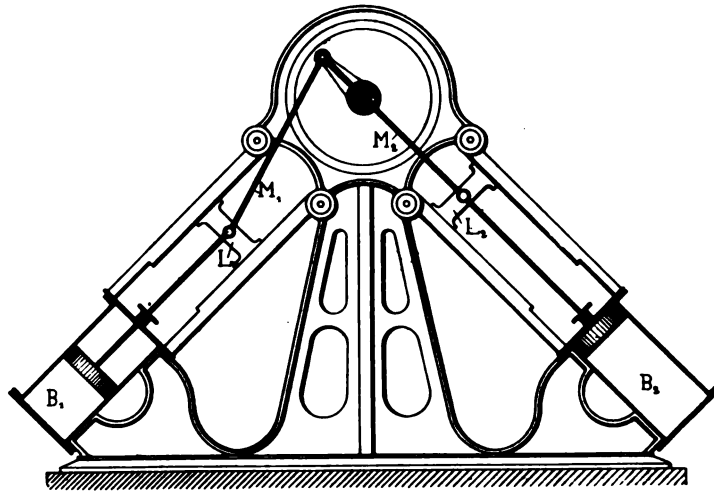


Fig. 535.

aufgestellt, daß ihre Schubstangen M_1 und M_2 an derselben Kurbel angreifen können. Wegen ihrer gedrungeneren Form benutzt man die schrägliegenden Maschinen als Schiffsmaschinen.

Für eine oscillirende Maschine giebt Fig. 536 die Anordnung wieder. An dem Cylinder B sind zwei Drehzapfen angegossen, die in den Lagern V des

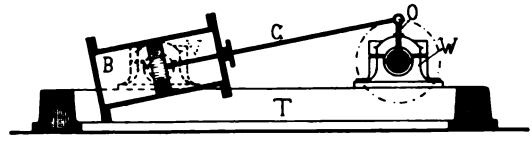


Fig. 536.

Fundamentrahmens T ruhen. Auf dem gleichen Fundamentrahmen ist in den Lagern W die Kurbelwelle gelagert. Die Kolbenstange G greift an die Kurbel O direkt an. Der Dampf muß dem Cylinder durch dessen hohle Drehzapfen zu- und abgeführt werden. Es ist dies ein Nachtheil dieser Anordnung, weil die Drehzapfen stets heiß sind. Auch wird durch die Schwingungen des Cylinders ein kippender Druck bald nach der einen, bald nach der anderen Seite ausgeübt, der eine einseitige Abnutzung zur Folge hat. Dagegen ist es ein Vorzug der

schwingenden Cylinderanordnung, daß er nur einen geringen Raum in Anspruch nimmt.

Bei schnellaufenden Maschinen sucht man den Ungleichförmigkeitsgrad im Gange der Maschine dadurch zu mildern, daß man mehrere Cylinder in gleichen Abständen von einander und von der Kurbelwelle aus um diese herum aufstellt. Fig. 537 zeigt eine solche Anordnung für drei Cylinder, Fig. 538 eine solche für vier Cylinder. Die Schubstangen werden bei dieser Anordnung erübrigt und die Kolbenstangen G_1 bis G_4 greifen alle an einer Kurbel O an. Solche Dampfmaschinen können Dampf nur von einer Cylinderseite erhalten, da die Kolbenstange gelenkartig an den Kolben F_1 bis F_4 angreift und hinter dem Kolben für ihre schwingende Bewegung freien Raum erfordert.

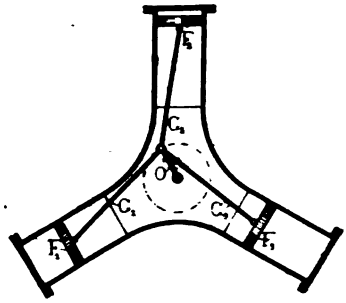


Fig. 537.

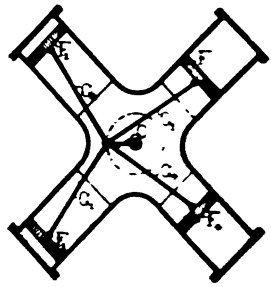


Fig. 538.

Anstatt der gleichmäßigen Anordnung mehrerer Cylinder um eine Kurbelwelle herum, also der radialen Anstellung, wie sie soeben besprochen wurde, werden auch die Cylinder parallel neben einander angeordnet. Fig. 539 zeigt diese Anordnung für eine Zweicylindermaschine. Fig. 540 und 541 für eine Dreicylindermaschine. Bei der ersteren sind die Kurbeln, an denen die Kolbenstangen angreifen, um 180°, bei der letzteren um 120° gegen einander versetzt. Die Maschinen sind, wie bei der vorgenannten Anordnung, einfach wirkend.

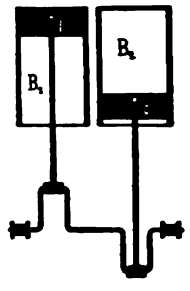


Fig. 539.

Für Verbundmaschinen, bei denen, wie wir wissen, die Spannung des Dampfes zunächst in einem Hochdruck- und alsdann in einem

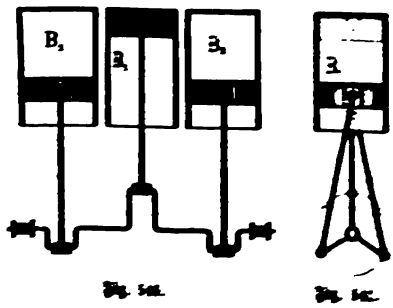


Fig. 540. Fig. 541.

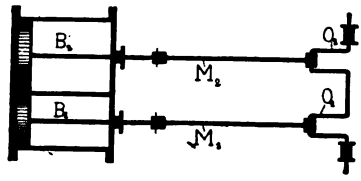


Fig. 542.

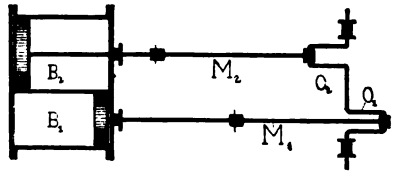


Fig. 543.

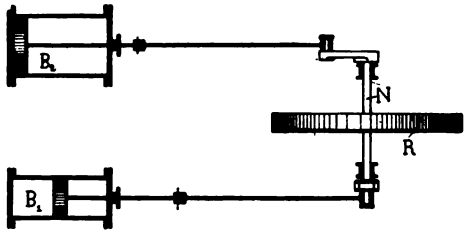


Fig. 544.

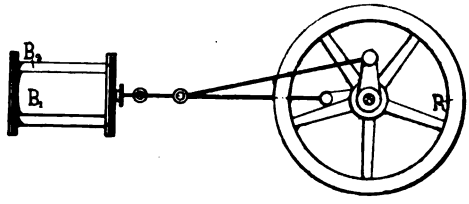


Fig. 545.

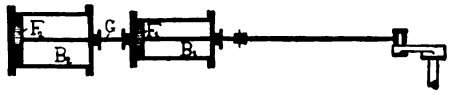


Fig. 546.

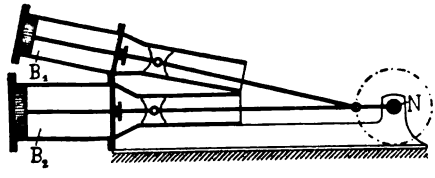


Fig. 547.

oder mehreren Niederdruckcylindern ausgenutzt wird, zeigt Fig. 542 eine Anordnung, bei der der Hochdruck- und der Niederdruckcylinder B_1 und B_2 neben einander aufgestellt sind. Ihre Kolbenbewegung ist gleichgerichtet und erfolgt auch gleichzeitig. Die Schubstangen M_1 und M_2 greifen an den beiden gleichgerichteten Kurbeln O_1 und O_2 an. Bei der Anordnung Fig. 543 sind beide Cylinder B_1 und B_2 ebenfalls neben einander aufgestellt, die Kolben haben aber entgegengerichtete Bewegungen und greifen deshalb die Schubstangen an den beiden, um 180° gegen einander versetzten Kurbeln O_1 und O_2 an. Sind die Cylinder nicht unmittelbar neben einander, sondern nur auf gleichem Boden aufgestellt, dann kann das Schwungrad R, wie die Anordnung Fig. 544 und 545 zeigt, in der Mitte der Kurbelwelle N liegen. Bei der gezeichneten Anordnung sind die Kurbeln um 90° gegen einander versetzt, und es haben die Kolben nicht entgegengesetzte, sondern eine auf einander folgende Bewegung.

Man ordnet auch die beiden Cylinder B_1 und B_2 der Verbundmaschinen hinter einander an — entsprechend Fig. 546 — und bezeichnet solche Maschinen als Tandemmaschinen. Diese Anordnung hat den Vorzug, daß beide Kolben F_1 und F_2 auf nur einer Kolbenstange G angebracht werden können und daß nur ein Kurbelgetriebe sich nöthig macht. Ein Nachtheil dieser Anordnung ist es, daß beide Kolben gleichzeitig in die Totpunktslagen kommen. Letzterer kann dadurch vermieden werden, daß — wie bei Fig. 547 — einer der beiden Cylinder B_1 und B_2 schräg

über den anderen angebracht wird. Diese Aufstellungsart hat auch den Vorzug, daß sie einen geringen Raum in Anspruch nimmt und daß beide Schubstangen gleichzeitig an derselben Kurbel angreifen.

Bei den Verbundmaschinen mit drei Cylindern sind alle drei Cylinder — entsprechend der abnehmenden Dampfspannung — von zunehmendem größeren Durchmesser. Man bezeichnet diese Maschinen als Dreifach-Expansions-Maschinen. Alle drei Cylinder B_1 bis B_3 können — entsprechend der Anordnung Fig. 548 und 549 — neben einander aufgestellt werden. Ihre Schubstangen M_1 bis M_3 greifen dann an die um 120° gegen einander versetzten Kurbeln an der Kurbelwelle an. Mitunter werden bei diesen Maschinen zwei Cylinder B_1 und B_2 hinter einander angeordnet — entsprechend Fig. 550 und 551. Die Kolben dieser beiden Cylinder haben dann eine gemeinsame Kolbenstange G und nur eine Schubstange. Wegen der Hintereinander-Anordnung von zwei Cylindern bezeichnet man diese Maschinen als Dreifach-Expansion-Tandem-Maschinen.

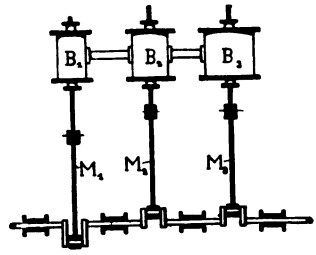


Fig. 548.

Fig. 549.

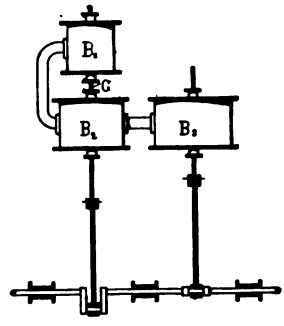


Fig. 550.

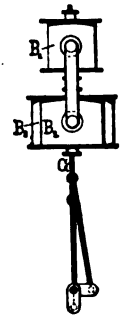


Fig. 551.

Bevor wir die einzelnen Dampfmaschinenarten des Näheren behandeln, wollen wir uns mit den Steuerungen der Dampfmaschinen vertraut machen. Sie sind die wesentlichsten Theile der Dampfmaschine, und sobald uns ihr Wesen bekannt ist, wird das Verständniß für die Dampfmaschinen nicht unerheblich erleichtert.

Die Steuerungen der Dampfmaschinen.

Jede Cylindermaschine ist, wie wir bereits erfahren haben, mit Steuerungsorganen versehen, welche den Zweck haben, den Dampf entweder vor oder hinter dem Kolben in den Cylinder einströmen und den gebrauchten Dampf aus dem Cylinder wieder ausströmen zu lassen. Wir bezeichnen als innere Steuerungstheile diejenigen, welche die Vertheilung des Dampfes unmittelbar veranlassen. Die Steuerungsorgane aber, welche zur Bewegung der inneren Steuerungstheile dienen, bezeichnen wir als die äußeren Steuerungstheile.

Nach der Art ihrer inneren Steuerungstheile sprechen wir von Schiebersteuerung, Hahnsteuerung, Ventilsteuerung oder Kolbensteuerung.

Nach der Art ihrer äußeren Steuerungstheile sprechen wir von einer Excentersteuerung, Kurbelsteuerung, Hebelsteuerung u. s. w. Aber auch andere Gesichtspunkte können zur Unterscheidung der Steuerung maaßgebend sein. Wenn wir nach der Wirkung des Dampfes im Dampfcylinder unterscheiden, so bezeichnen wir als

Volldrucksteuerung diejenige, bei welcher der Dampf während der ganzen Bewegung des Kolbens in den Cylinder eingelassen wird; als Expansionssteuerung aber eine solche, bei welcher der Dampf nur für einen Theil des Kolbenweges eingelassen wird und für den Rest des Kolbenweges durch die Kraft seiner Ausdehnungsfähigkeit wirkt. Die Maschine arbeitet alsdann nur mit einer theilweisen Cylinderfüllung. Bei dieser letzteren Art der Steuerung können wir genauer dahin unterscheiden, ob die Steuerung mit unveränderter Füllung geschieht, d. h. ob das Steuerorgan stets in demselben Zeitpunkt die Dampfeinströmung abschließt, nachdem der Kolben einen bestimmten Weg zurückgelegt hat, oder ob die Steuerung mit veränderlicher Füllung erfolgt, bei welcher je nach dem Kraftbedarf der Maschine die Dampfeinströmung früher oder später abschließt.

Offenbar wird die Dampfmaschine schneller oder langsamer laufen müssen, je nach dem der Cylinder mehr oder weniger mit Dampf gefüllt wird. Bliebe die Füllung der Dampfmaschine immer dieselbe, so müßte sie, je nach der Anzahl der Arbeitsmaschinen, welche sie treibt, bald schneller, bald langsamer laufen. Da aber ein möglichst gleichmäßiger Gang der Dampfmaschine für alle Fälle erwünscht ist, so läßt man gewöhnlich einen Regulator auf das Dampfeinlaßorgan der Maschine regelnd so einwirken, daß durch die Größe der Cylinderfüllung die Leistung der Maschine beeinflußt wird.

Die Leistung einer Dampfmaschine kann als theoretische oder auch als effektive Leistung, d. h. als wirkliche Leistung, bestimmt werden. Unter der theoretischen Leistung, welche wir auch als indicirte bezeichnen, (vom lateinischen indicere = bestimmen), versteht man diejenige Arbeit des Dampfes, welche er besitzt, wenn er in den Dampfcylinder eingelassen wird und die Verschiebung des Kolbens innerhalb des Cylinders bewirkt. Diese Leistung wird mittelst eines Indicators, wie wir ihn Band I, Seite 103 ff. kennen gelernt haben, bestimmt. Es kann aber die Leistung von der Kurbelwelle der Dampfmaschine nicht in ihrer ganzen Größe aufgenommen und übertragen werden, weil durch die Reibung des Kolbens innerhalb des Cylinders, sowie durch die Reibung aller anderen Maschinentheile ein Theil dieser Leistung verbraucht wird. Diejenige Leistung nun, welche die Kurbelwelle der Dampfmaschine abzugeben im Stande ist, wird als effektive Nutzleistung der Maschine bezeichnet.

Der Wirkungsgrad einer Maschine. Das Verhältniß zwischen der indicirten Leistung und der Nutzleistung einer Dampfmaschine giebt ihren Wirkungsgrad an. Je größer diese Zahl ist, je weniger wir also für Reibungsverluste von dem Werthe der indicirten Leistung abzuziehen haben, desto günstiger arbeitet die Maschine. Der Wirkungsgrad einer Dampfmaschine wird also in erster Linie

von der Güte der Construction und von der Sorgfalt der Ausführung und der Wartung der Maschine abhängen. Je mehr bei der Construction darauf gesehen wird, daß die reibenden Flächen geringe sind und wenig beansprucht werden, je mehr bei der Ausführung darauf geachtet wird, daß alle Theile auf das sauberste bearbeitet sind, und je mehr endlich bei der Wartung dafür gesorgt wird, daß alle Theile gut gereinigt und richtig geölt sind, desto kleiner werden die Widerstände der Maschine ausfallen und desto größer wird ihr Wirkungsgrad sein.*)

Indicator-Diagramme.

Um sich eine richtige Vorstellung von der Wirkung des Dampfes in dem Dampfcylinder zu machen, hat man sich den Einfluß des Dampfes im Augenblick der Einströmung, während seiner Arbeit hinter dem Kolben oder vor dem Kolben und im Augenblick der Ausströmung auf der entgegengesetzten Seite bildlich dargestellt, und man nennt eine derartige Liniendarstellung ein Diagramm. Weil aber dieses Diagramm mittelst eines Meßinstrumentes, welches man Indicator nennt, aufgenommen wird, so werden diese Liniendarstellungen als Indicator-Diagramme bezeichnet.

Fig. 552 zeigt einen Dampfcylinder C, dessen Kolben K in der einen Endstellung gezeichnet und in der anderen Endstellung einpunktirt dargestellt ist. Der

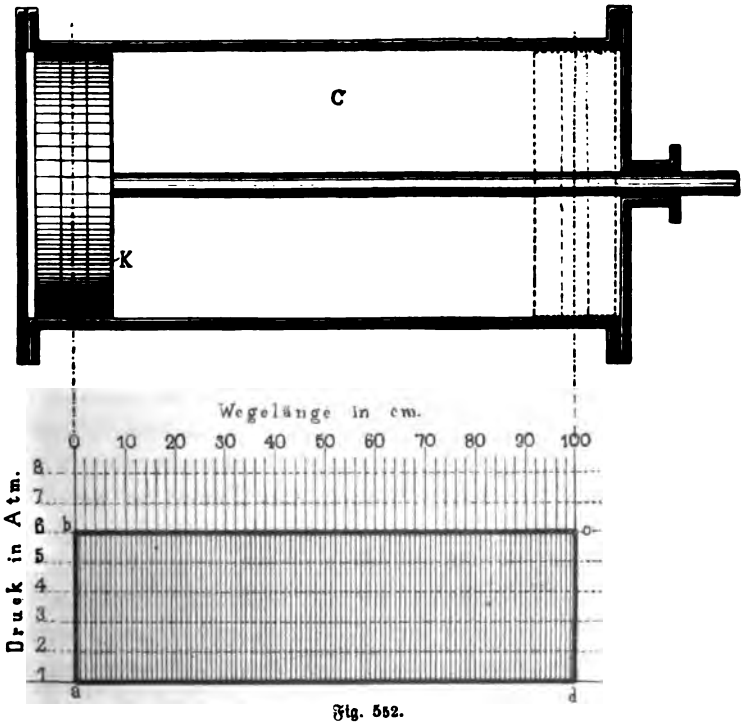


Fig. 552.

*) Hrabák giebt für normale Maschinen folgende Werthe für den Wirkungsgrad η an:

$$\eta = \frac{N + 5}{N + 10},$$ wenn N kleiner als 5 Pferdestärken,

Nach der Art ihrer inneren Steuerungstheile sprechen wir von Schiebersteuerung, Hahnsteuerung, Ventilsteuerung oder Kolbensteuerung.

Nach der Art ihrer äußeren Steuerungstheile sprechen wir von einer Excentersteuerung, Kurbelsteuerung, Hebelsteuerung u. s. w. Aber auch andere Gesichtspunkte können zur Unterscheidung der Steuerung maaßgebend sein. Wenn wir nach der Wirkung des Dampfes im Dampfcylinder unterscheiden, so bezeichnen wir als

Volldrucksteuerung diejenige, bei welcher der Dampf während der ganzen Bewegung des Kolbens in den Cylinder eingelassen wird; als Expansionssteuerung aber eine solche, bei welcher der Dampf nur für einen Theil des Kolbenweges eingelassen wird und für den Rest des Kolbenweges durch die Kraft seiner Ausdehnungsfähigkeit wirkt. Die Maschine arbeitet alsdann nur mit einer theilweisen Cylinderfüllung. Bei dieser letzteren Art der Steuerung können wir genauer dahin unterscheiden, ob die Steuerung mit unveränderter Füllung geschieht, d. h. ob das Steuerorgan stets in demselben Zeitpunkt die Dampfeinströmung abschließt, nachdem der Kolben einen bestimmten Weg zurückgelegt hat, oder ob die Steuerung mit veränderlicher Füllung erfolgt, bei welcher je nach dem Kraftbedarf der Maschine die Dampfeinströmung früher oder später abschließt.

Offenbar wird die Dampfmaschine schneller oder langsamer laufen müssen, je nach dem der Cylinder mehr oder weniger mit Dampf gefüllt wird. Bliebe die Füllung der Dampfmaschine immer dieselbe, so müßte sie, je nach der Anzahl der Arbeitsmaschinen, welche sie treibt, bald schneller, bald langsamer laufen. Da aber ein möglichst gleichmäßiger Gang der Dampfmaschine für alle Fälle erwünscht ist, so läßt man gewöhnlich einen Regulator auf das Dampfeinlaßorgan der Maschine regelnd so einwirken, daß durch die Größe der Cylinderfüllung die Leistung der Maschine beeinflußt wird.

Die Leistung einer Dampfmaschine kann als theoretische oder auch als effektive Leistung, d. h. als wirkliche Leistung, bestimmt werden. Unter der theoretischen Leistung, welche wir auch als indicirte bezeichnen, (vom lateinischen indicere = bestimmen), versteht man diejenige Arbeit des Dampfes, welche er besitzt, wenn er in den Dampfcylinder eingelassen wird und die Verschiebung des Kolbens innerhalb des Cylinders bewirkt. Diese Leistung wird mittelst eines Indicators, wie wir ihn Band I, Seite 103 ff. kennen gelernt haben, bestimmt. Es kann aber die Leistung von der Kurbelwelle der Dampfmaschine nicht in ihrer ganzen Größe aufgenommen und übertragen werden, weil durch die Reibung des Kolbens innerhalb des Cylinders, sowie durch die Reibung aller anderen Maschinentheile ein Theil dieser Leistung verbraucht wird. Diejenige Leistung nun, welche die Kurbelwelle der Dampfmaschine abzugeben im Stande ist, wird als effektive Nutzleistung der Maschine bezeichnet.

Der Wirkungsgrad einer Maschine. Das Verhältniß zwischen der indicirten Leistung und der Nutzleistung einer Dampfmaschine giebt ihren Wirkungsgrad an. Je größer diese Zahl ist, je weniger wir also für Reibungsverluste von dem Werthe der indicirten Leistung abzuziehen haben, desto günstiger arbeitet die Maschine. Der Wirkungsgrad einer Dampfmaschine wird also in erster Linie

von der Güte der Construction und von der Sorgfalt der Ausführung und der Wartung der Maschine abhängen. Je mehr bei der Construction darauf gesehen wird, daß die reibenden Flächen geringe sind und wenig beansprucht werden, je mehr bei der Ausführung darauf geachtet wird, daß alle Theile auf das sauberste bearbeitet sind, und je mehr endlich bei der Wartung dafür gesorgt wird, daß alle Theile gut gereinigt und richtig geölt sind, desto kleiner werden die Widerstände der Maschine ausfallen und desto größer wird ihr Wirkungsgrad sein.*)

Indicator-Diagramme.

Um sich eine richtige Vorstellung von der Wirkung des Dampfes in dem Dampfcylinder zu machen, hat man sich den Einfluß des Dampfes im Augenblick der Einströmung, während seiner Arbeit hinter dem Kolben oder vor dem Kolben und im Augenblick der Ausströmung auf der entgegengesetzten Seite bildlich dargestellt, und man nennt eine derartige Liniendarstellung ein Diagramm. Weil aber dieses Diagramm mittelst eines Meßinstrumentes, welches man Indicator nennt, aufgenommen wird, so werden diese Liniendarstellungen als Indicator-Diagramme bezeichnet.

Fig. 552 zeigt einen Dampfcylinder C, dessen Kolben K in der einen Endstellung gezeichnet und in der anderen Endstellung einpunktirt dargestellt ist. Der

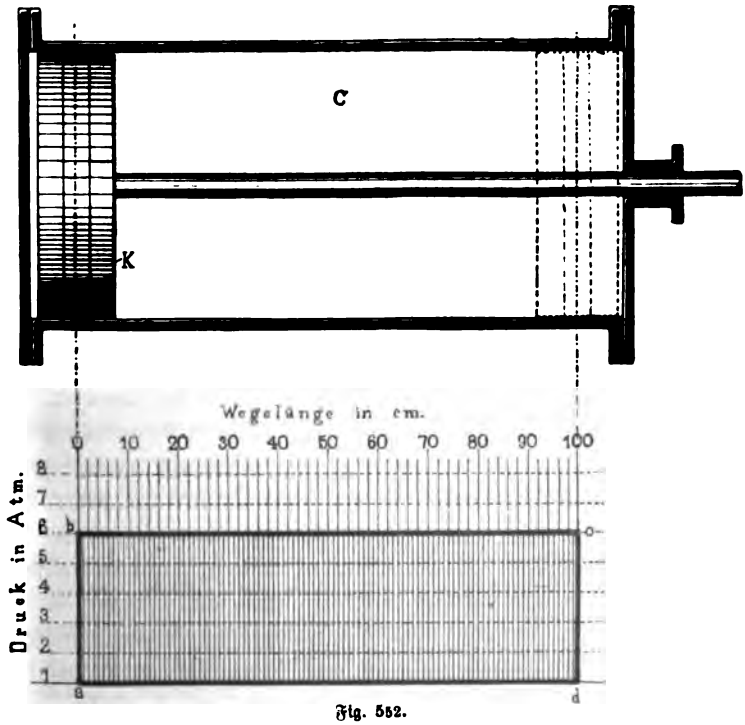


Fig. 552.

*) Hrabák giebt für normale Maschinen folgende Werthe für den Wirkungsgrad η an:

$$\eta = \frac{N + 5}{N + 10},$$ wenn N kleiner als 5 Pferdestärken,

ganze Kolbenweg wird durch die Mittellinien der Kolben, welche durch die Linien a b und die Linien c d gehen dargestellt. Wir können annehmen, daß dieser Weg 100 cm Länge beträgt und ihn zwischen den Endstellungen a b und c d durch Parallel-Linien in einzelne Theile zerlegen.

Wenn wir nun eine gleiche Linieneintheilung, wie wir sie für die Wegelinien des Kolbens K gemacht haben, auch für den Dampfdruck im Cylinder machen, aber in einer Richtung, die senkrecht zu der der Wegeeintheilung liegt, so können für uns die Linien 1 1, 2 2 u. s. w. als Drucklinien gelten, indem sie uns darstellen, welcher Dampfdruck auf jeder einzelnen Wegestrecke des Kolbens K innerhalb des Dampfcylinders C herrscht.

Diagramm der Volldrucksteuerung. Nehmen wir zunächst an, wir hätten es mit einer Volldrucksteuerung zu thun und der Dampf ströme beispielsweise mit 6 Atmosphären Druck und zwar bei der Endstellung des Kolbens K plötzlich mit seinem vollen Druck in den Cylinder ein, dann würde die Linie a b diese Einströmung darstellen. Wenn nun der Dampf unter dem vollen Druck von 6 Atmosphären den Kolben K in dem Cylinder vorwärts schiebt, bis er seine zweite Endstellung erreicht hat, dann würde die Wirkung des Dampfes durch die Linie b c gekennzeichnet sein, welche in der Höhe der Drucklinie von 6 Atmosphären bis zu dem Ende des Kolbenweges verläuft. Könnte nun der Dampf bei dieser Endstellung des Kolbens in einem Moment vollständig entweichen und die Dampfspannung wieder auf 1 herunter sinken, so würde die Linie c d dies darstellen, weil der Punkt d auf der Drucklinie 1 1 liegt. Wenn wir aber daran denken, worauf in der Einleitung dieses Werkes hingewiesen worden ist, daß eine Arbeitsleistung sich zusammensetzt aus dem Druck, der auf einen Körper ausgeübt wird, und dem Weg, den er zurücklegt, so muß unsere Linienzeichnung, und zwar das Viereck a b c d die Arbeit des Dampfes für einen Kolbenweg darstellen, also für den Weg, den der Kolben von einer Endstellung bis zur anderen durchlaufen hat. Wir haben also in diesem Viereck, welches wir als Diagramm bezeichnen, ein Bild gewonnen von der Arbeit des Dampfes innerhalb des Cylinders.

In Wirklichkeit wird aber diese Arbeit nicht durch ein vollständiges Viereck dargestellt werden. Die Einströmung des Dampfes in den Cylinder kann nämlich nicht momentan erfolgen, und sie kann auch nicht in dem Augenblick erfolgen, wo der Kolben seine Endstellung erreicht hat. Vielmehr muß sie, entsprechend Fig. 553, schon etwas früher erfolgen, damit der Dampf mit seiner ganzen Kraft wirken kann, sobald diese Endstellung erreicht ist. Aus diesem Grunde wird die Einströmung auf der Linie 1 1 an einem Punkt a_1 erfolgen müssen und die Linie, welche die Dampfeinströmung darstellt, wird nicht mehr a b, sondern a_1 b sein. Ebenso steht es aber auch um die Dampfausströmung. Auch diese kann nicht momentan erfolgen, und gerade in dem Augenblick, wenn der Kolben seine

---

$$\eta = \frac{N + 20}{N + 32{,}5}, \text{ wenn } N = 5 \text{ bis } 50 \text{ Pferdestärken,}$$

$$\eta = \frac{N + 300}{N + 366}, \text{ wenn } N \text{ größer als } 50 \text{ Pferdestärken ist.}$$

zweite Endſtellung erreicht hat; vielmehr muß auch ſie ſchon etwas früher beginnen und mit erreichter Endſtellung beendigt ſein. Beginnt ſie bei c_1, dann

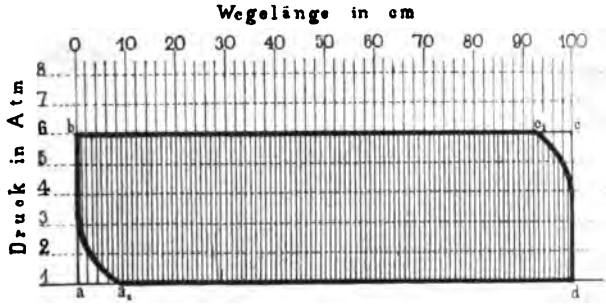


Fig. 553.

ſtellt c_1 d die Linie der Dampfausſtrömung dar, nicht aber c d. Unſer wirkliches Schieber-Diagramm wird deshalb durch die Fläche a_1 b c_1 d dargeſtellt.

Diagramm der Expanſionsſteuerung. Sehen wir nun zu, wie ſich das Dampf-Diagramm für eine Expanſionsſteuerung geſtaltet. Es ſollen auch hierbei wieder die Linien a b und c d — Fig. 554 — die Endſtellungen des Kolbens darſtellen und die dazwiſchen liegenden Linien die einzelnen Wegeſtrecken, welche

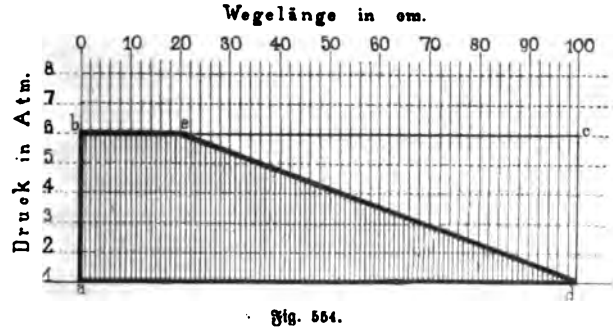


Fig. 554.

der Kolben zurücklegt, während die Linien 1 1, 2 2 u. ſ. w. die Drucklinien für den im Dampfcylinder herrſchenden Dampfdruck angeben. Nehmen wir wieder an, der Dampf ſtröme bei der Endſtellung des Kolbens momentan mit ſeiner ganzen Spannung von beiſpielsweiſe 6 Atmoſphären ein, ſo ſtellt die Linie a b dieſe Einſtrömung dar. Bei der vorliegenden Steuerung ſoll aber auch die Expanſionskraft des Dampfes ausgenutzt werden, und es ſoll beiſpielsweiſe der Dampf nur auf den fünften Theil des Kolbenweges mit ſeiner vollen Kraft wirken, alſo bis der Kolben einen Weg von 20 cm zurückgelegt hat; auf den Wegelinien bis zu dem Punkte e würde dann der volle Dampfdruck herrſchen. An dieſem Punkte aber wird die Dampfeinſtrömung abgeſperrt, und es wirkt nun der abgeſchloſſene Dampf durch ſeine Ausdehnungskraft, alſo mit allmählich abnehmender Spannung, bis der Kolben in ſeiner Endſtellung c d angelangt iſt. In dieſem Falle wird

also die Linie e d die abnehmende Spannung darstellen, und die Arbeit des Dampfes würde durch den Inhalt des Vierecks a b e d wiedergegeben.

Aber auch bei dieser Steuerung kann der Dampf in den Cylinder nicht augenblicklich und gerade in der Endstellung des Kolbens einströmen, vielmehr muß er an einem früheren Punkt a_1 — Fig. 555 — in den Cylinder eingelassen

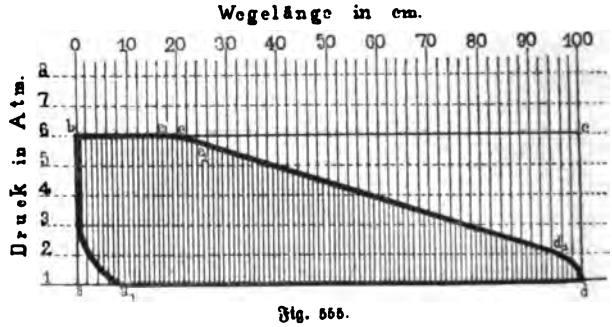


Fig. 555.

werden, damit er mit erreichter Endstellung auf der Linie a b unter dem vollen Druck von 6 Atmosphären steht. Auch während der Dampf unter vollem Druck den Kolben 20 cm vorwärts bewegt bis er, nachdem er diese Wegelinie erreicht hat, bei e abgesperrt wird, erleitet noch der Dampfdruck thatsächlich Veränderung. Widerstände, welche der Dampf in der Leitung und in den Kanälen findet, und andere Ursachen, die hier unberücksichtigt bleiben können, wirken darauf hin, daß der volle Dampfdruck schon bei e_1 etwas sinkt und die Drucklinie schon von dort sich zu neigen anfängt. Ebenso kann auch die Absperrung des Dampfeinlasses bei e nicht so plötzlich unterbrochen werden, wie dies bei e Fig. 554 angenommen worden ist. Es ist auch zur Herstellung der Absperrung eine gewisse Zeit erforderlich, und sie wird etwa erst in dem Punkt e_2 erfolgen, anstatt in dem Punkt e. Ebenso steht es mit dem Dampfabschluß, der aus diesem Grund schon bei d_1 begonnen haben muß, wenn er vor dem Ende des Kolbenhubes zur vollen Wirkung kommen soll. Die Drucklinie fällt also an dieser Stelle nicht nach d, sondern nach d_1 ab. Die Arbeit des Dampfes bei der Expansionssteuerung ist deshalb durch das Diagramm a_1 b e_1 e_2 d_1 d für einen Kolbenweg dargestellt.

Diagramm der Expansionssteuerung für Maschinen ohne Condensation. Indessen giebt auch dieses Diagramm noch kein vollständiges Bild von der Wirkung des Dampfes im Cylinder. Die Drucklinie von dem Augenblick des Dampfabschlusses bis zur Beendigung der Expansion des Dampfes kann nicht als eine gerade Linie wiedergegeben werden. Die Expansion verläuft zuerst schneller und dann immer langsamer und wird etwa durch die gebogene Linie e_2 d_1 — Fig. 556 — zur Darstellung gebracht. Endlich aber muß auch daran gedacht werden, daß bei den Hochdruckmaschinen, also bei den Maschinen ohne Condensation, der expandirte Dampf hinter dem Kolben stehen muß, sobald der Kolben auf der entgegengesetzten Seite neuen Dampf erhält und daß beim Rückgang des Kolbens dieser expandirte Dampf vor dem Kolben hinweg aus dem Cylinder ins Freie

geſchoben werden muß. Dabei findet er in der Ausſtrömleitung einen gewiſſen Widerſtand, ſodaß der Druck des Ausſtrömdampfes immer noch ein höherer iſt, als der Druck der freien Atmoſphäre.

Es wird deshalb die Drucklinie nicht auf der Linie d a zurück laufen, ſondern entſprechend dem Gegendruck hinter dem Kolben, etwas oberhalb derſelben,

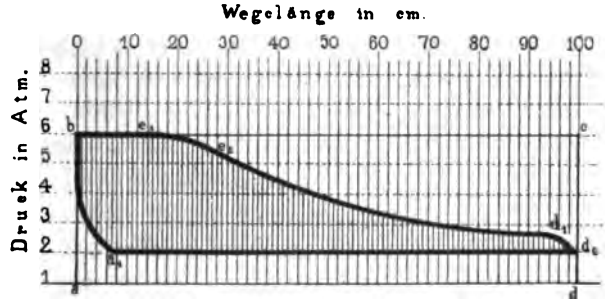


Fig. 556.

ſodaß das Diagramm für die Expanſionsmaſchine ohne Condenſation ſchließlich die in Fig. 556 dargeſtellte Geſtalt hat. Im Uebrigen entſpricht das Diagramm dem der Figur 555.

Diagramm der Expanſionsſteuerung für Maſchinen mit Condenſation. Bei den Dampfmaſchinen mit Condenſation wird der Dampf, welcher hinter dem Kolben nach ſeiner Expanſion ſich angeſammelt hat, in dem Augenblick von einer Luftpumpe des Condenſators aus dem Cylinder herausgeſaugt, ſobald neuer Dampf hinter dem Kolben eingelaſſen wird. Aus dieſem Grunde wird, je nach der Luftleere, die dabei erzeugt wird, die Drucklinie unterhalb der Linie d a zurück laufen und zwar, je nach der Luftverdünnung, etwa auf der Linie d_2 a_1 — Fig. 557. Das Diagramm für eine Expanſionsmaſchine mit Condenſation ſtellt ſich ſonach durch die Linie a_1 b e_1 e_2 d_1 d_2 dar. Da aber das Diagramm ein

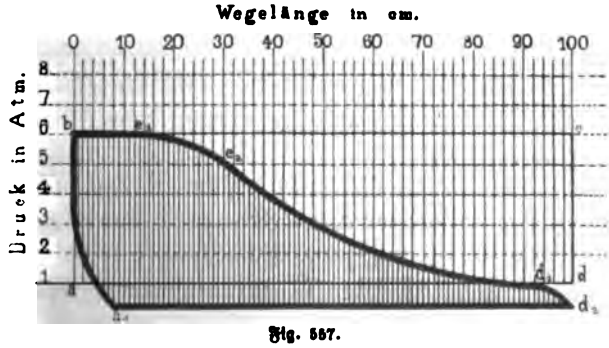


Fig. 557.

Bild von der geleiſteten Arbeit iſt, ſo geht ſchon hieraus hervor, daß eine Dampfmaſchine mit Condenſation vortheilhafter iſt, d. h. mehr Arbeit leiſtet, als eine gleiche Maſchine ohne Condenſation.

Nach dem soeben geschilderten Verlauf, welchen die Linie nimmt, die den Dampfdruck darstellt, können wir die folgenden Perioden während eines Kolbenhin- und -herganges unterscheiden:

Wir nehmen an, daß beim Kolbenhingang der Dampf hinter dem Kolben eingelassen wird. Der Dampfeinströmkanal muß nun bereits geöffnet sein, wenn der Kolben in seiner Endstellung sich befindet. Der Schieber, der den Kanal absperrt, muß deshalb voreilen. Man nennt dies das lineare Voreilen (vom lateinischen linea = Linie) des Schiebers für die Dampfeinströmung. Mit Rücksicht darauf, daß die äußere Kante des Schiebers den Dampfeinströmkanal dabei frei giebt, nennt man es auch das äußere lineare Voreilen. Darnach wird die Periode der Dampfeinströmung, bevor noch der Kolben seine Endstellung erreicht hat, als die Voreinströmungsperiode bezeichnet.

Nun geht der Kolben vorwärts, der Dampf strömt ein, bis die gewünschte Füllung erreicht ist. Alsdann schließt der Schieber den Dampfeinströmkanal ab. Die Periode während der Vorwärtsbewegung des Kolbens bis zur Absperrung des Dampfes wird die Einströmungsperiode genannt.

Nach der Absperrung des Dampfes beginnt seine Expansion, und diese dauert so lange fort, bis die Ausströmöffnung frei gegeben wird. Da aber die Ausströmung geöffnet wird, bevor der Kolben das Ende seines Hubes erreicht hat, so ist diese Expansionsperiode auch vor erreichter Endstellung des Kolbens beendet.

Die Ausströmöffnung für den Dampf wird aber vor beendetem Kolbenhub frei gegeben, damit der frische Dampf auf den Rückgang des Kolbens schon einwirken kann, sobald er seine Endstellung erreicht hat. Es ist sonach auch für die Ausströmung ein lineares Voreilen nothwendig, und da die Ausströmöffnung von der inneren Kante des Schiebers freigegeben wird, so wird dieses Voreilen das innere lineare Voreilen genannt. Der Dampf strömt während dieser Periode schon aus. Die Periode dieser Dampfausströmung bis zur erreichten Endstellung des Kolbens wird als Vorausströmung bezeichnet.

Weil aber der Dampf während dieser Periode auf den Kolben noch einen Druck ausübt und zwar entweder dadurch, daß die Dampfspannung im Cylinder eine größere ist als im Freien, oder wenn dies nicht der Fall ist, dadurch, daß die äußere Luft auf den Kolben einwirkt, so nennt man diese Periode auch die Periode der Nachwirkung.

Während der Kolben seinen Rückgang beginnt, strömt der Dampf aus und zugleich wirkt der frische Dampf vor dem Kolben. Die Ausströmung des Dampfes erreicht ihr Ende, ehe der Kolben seine Endstellung erreicht und ehe die Voreinströmung beginnt. Diese Periode bis zur Absperrung des Ausströmkanals wird die Ausströmungsperiode genannt.

Der noch in dem Cylinder verbleibende Dampf wird nun komprimirt (vom lateinischen comprimere = zusammenpressen) und zwar so lange, bis die Voreinströmung ihren Anfang nimmt. Deshalb wird von einer Compressionsperiode gesprochen.

Sobald die Einströmnng wieder geöffnet wird, bekommt der Kolben Gegendampf, und zwar so lange, bis er sein Hubende erreicht hat. Der Dampf wird in dieser Zeit von dem Kolben zurückgedrängt, und die Periode dieser Zurückdrängung wird die Gegendampfperiode bezeichnet. Kurz zusammengefaßt haben wir darnach folgende Perioden zu unterscheiden:

Beim Kolbenhingang, also beim Dampfeinlaß hinter dem Kolben,

1. die Periode des Dampfeinlasses oder die Admission (vom lateinischen admissio = Zulaß, Einlaß),
2. die Periode der Expansion,
3. die Periode der Vorausströmung oder der Nachwirkung.

Beim Kolbenrückgang, also wenn der Dampf vor dem Kolben eingelassen wird,

1. die Periode des Dampfauslasses oder die Emission (vom lateinischen emissio = Auslaß),
2. die Periode der Compression,
3. die Periode der Voreinströmung oder des Gegendampfes.

Wir wollen nun diese sechs Perioden an einer Schiebersteuerung uns verdeutlichen. Fig. 558 zeigt eine Schiebersteuerung in ihrer Mittelstellung. Der

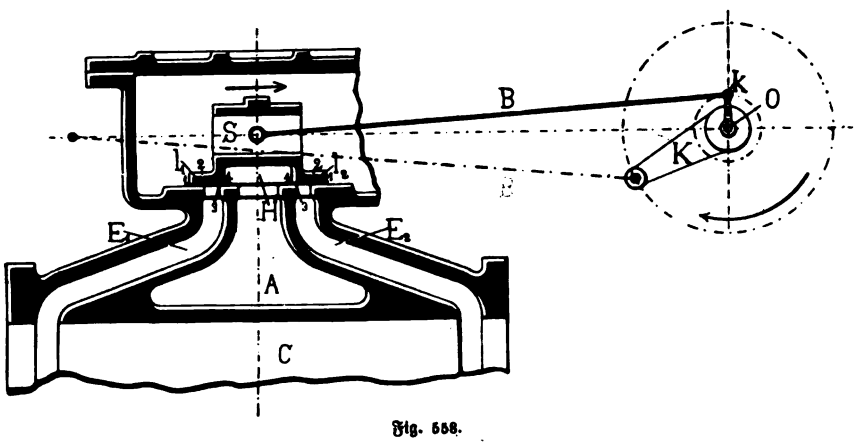


Fig. 558.

Schieber S deckt die Einlaßkanäle E_1 und E_2 und den Auslaßkanal A des Cylinders C ab. Er wird mittelst der Excenterstange B verstellt, dessen Excenter durch den kleinen Kurbelarm O k dargestellt ist. Um auch die entsprechende Kurbelstellung für die Kurbelbewegung beurtheilen zu können, ist auch der Kurbelweg verzeichnet, den die Kurbel K zurücklegt, und die jeweilige Lage der Schubstange B durch eine punktirte Linie zur Ansicht gebracht. Fällt, wie in der dargestellten Stellung, die Mittelebene des Schiebers S mit der Mittelebene des Schieberspiegels zusammen, dann überdecken die Lappen l_1 und l_2, welche an dem Schieber angegossen sind, die Dampfeinströmöffnungen E_1 und E_2, sodaß in keine von beiden Dampf einströmen oder aus ihnen Dampf ausströmen kann. Man nennt das Stück 1 2, um welches der Schieber mit seinen Lappen die Dampfeinströmkanäle nach Außen hin überdeckt, die äußere Ueberdeckung, und das Stück 3 4, um

welches der Schieber die Dampfeinlaßkanäle nach Innen überdeckt, die innere Ueberdeckung.

Die nachfolgenden sechs Stellungen des Schiebers sollen die vorbesprochenen sechs Perioden zur Anschauung bringen.

Die Periode des Dampfeinlasses ist durch Fig. 559 dargestellt. Der Dampfeinlaßkanal E_1 ist vollständig geöffnet und der Dampf kann in den

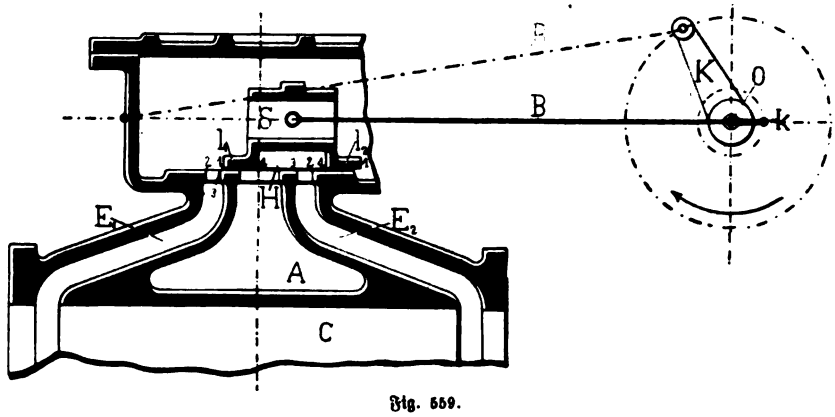


Fig. 559.

Cylinder einströmen, während der Kolben entsprechend der Kurbel K sich vorwärts bewegt. Der Schieber S hat seine Endstellung eingenommen, wie sich dies aus der Lage des Excenters O k ergiebt. Der Hohlraum H des Schiebers verbindet dabei die Dampfeinströmung E_2 mit der Dampfausströmung A, sodaß der Dampf, der hinter dem Kolben steht, nach H entweichen kann. Bei der Weiterbewegung der Kurbel fängt der Schieber S an, den Dampfeinlaßkanal E_1 abzuschließen. Sobald dies der Fall ist, beginnt

Die Periode der Expansion, welche in Fig. 560 dargestellt ist. Bei der dargestellten Stellung von Kurbel und Excenter beginnt diese Periode, nachdem der Kolben 0,8 seines Weges zurückgelegt hat, also bei einer Füllung = 0,8 des

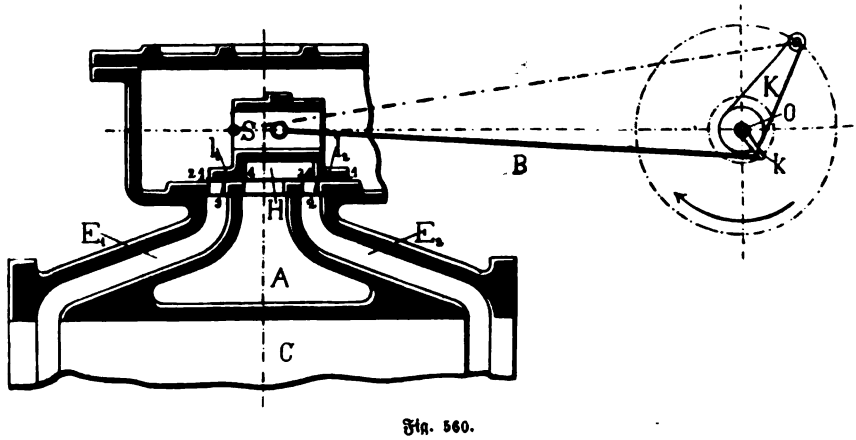


Fig. 560.

Cylinders mit Dampf. Von jetzt an wirkt der Dampf nur noch durch die Kraft seiner Expansion auf den Dampfkolben ein. Kommt bei der weiteren Drehung der Kurbel K diese in ihre äußere Totpunktlage und der Kolben in seine Endstellung, so muß bereits

Die Periode der Vorausströmung begonnen haben, welche in Fig. 561 dargestellt ist. Die innere Ueberlappung des Schiebers S hat die Verbindung

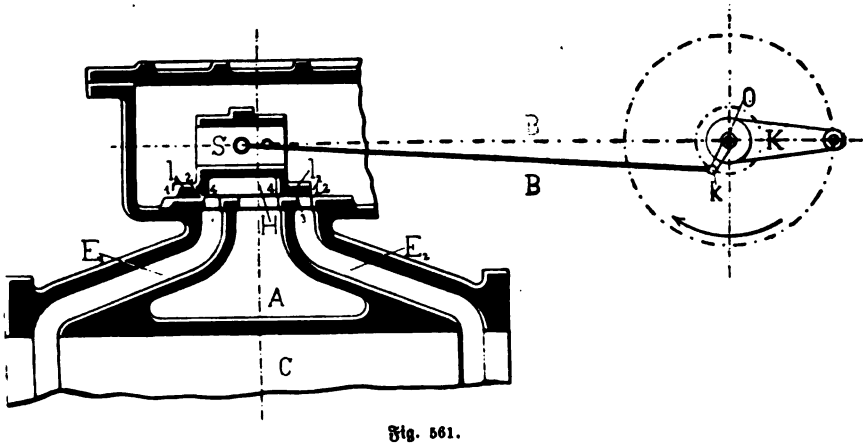


Fig. 561.

mit dem Dampfeinlaßkanal E_1 und mit dem Dampfauslaßkanal A hergestellt und der Dampf kann ausströmen, bevor der Kolben seine Endstellung erreicht hat.

Die Periode der Dampfausströmung ist durch Fig. 562 wiedergegeben. Hierbei hat der Kolbenrückgang bereits begonnen, und der Schieber S ist in seiner

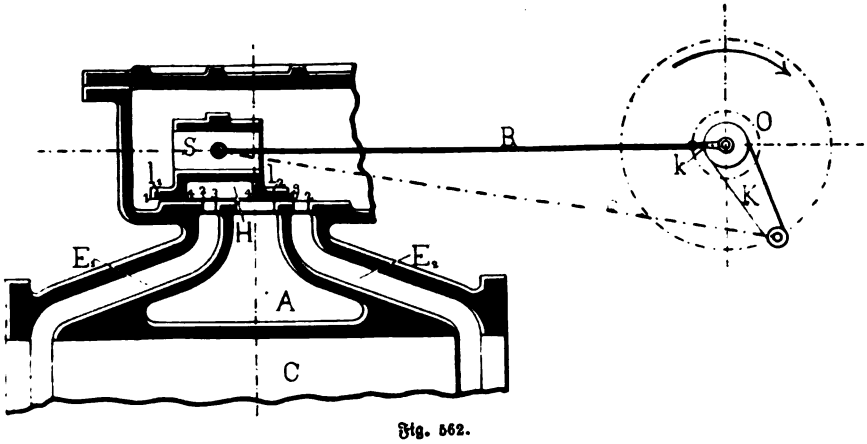


Fig. 562.

Endstellung angelangt, während das Excenter O k seine innere Totpunktslage eingenommen hat. Der Dampf kann durch den Einlaßkanal E_1 und den Hohlraum H des Schiebers nach dem Auslaßkanal A abströmen. Ehe der Kolben in der

Endstellung angelangt ist, muß die Ausströmung abgeschlossen sein. In diesem Augenblicke beginnt

Die Periode der Compression, welche in Fig. 563 dargestellt ist. Der im Cylinder verbleibende Dampf wird von dem vorwärtsgehenden Kolben zusammengedrückt.

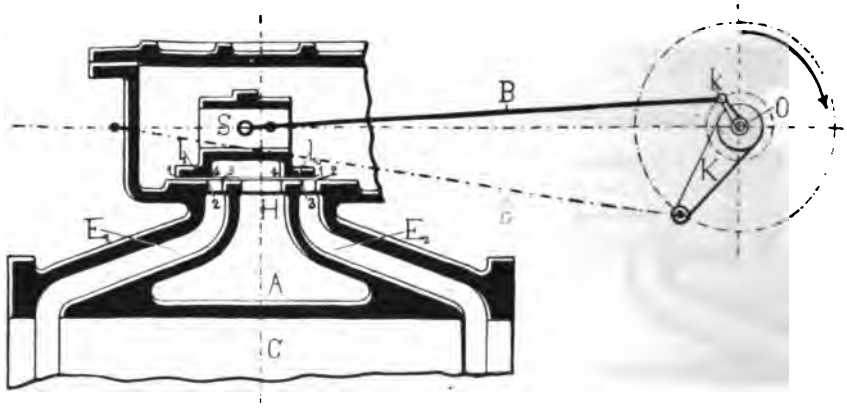


Fig. 563.

Endlich ist

Die Periode der Voreinströmung durch Fig. 564 wiedergegeben. Der Kolben ist in seiner Endstellung angelangt und auch die Kurbel K steht in ihrer inneren Totpunktsstellung. Da in dieser Stellung des Kolbens der Schieber die

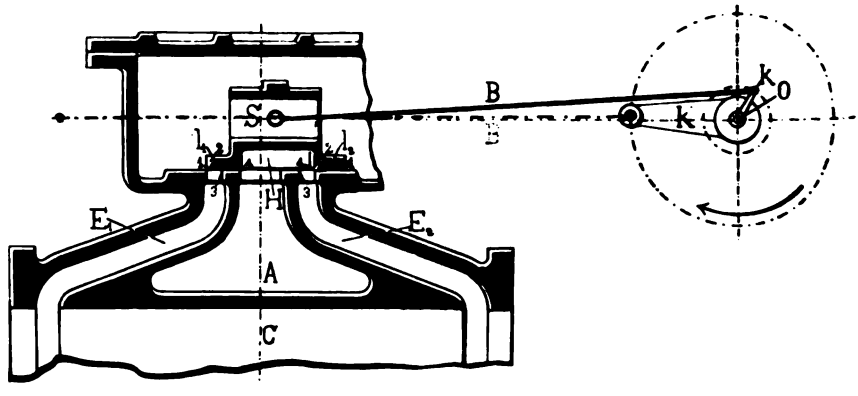


Fig. 564.

Einlaßöffnung für die Voreinströmung geöffnet haben muß, so muß er über seine Mittelstellung hinaus vorgeeilt sein, und ebenso ist das Excenter O k bereits über die Mittelstellung hinaus. Der Winkel, um welchen das Excenter bei dieser

Totpunktsstellung über diese Mittelstellung hinaus sich bewegt hat, wird als der Voreilwinkel bezeichnet. Er bedingt die Größe der Voreilung des Schiebers und damit der Voreinströmung sowohl, wie der Vorausströmung. Mit dieser Stellung beginnt auch wieder die neue Vorwärtsbewegung des Kolbens.

Während des Rückwärtsganges des Kolbens sind aber die gleichen Perioden für die Dampfeinströmung und für die Dampfausströmung hinter dem Kolben eingetreten und sie können in derselben Weise verfolgt werden.

Ebenso wie bei dem Schieber, lassen sich diese Perioden auch bei jeder anderen Steuerung, sei es nun eine Hahn- oder eine Ventilsteuerung, beobachten.

Steuerungsarten.

Wir wollen von der **einfachen Schiebersteuerung** ausgehen. Der einfache Schieber wird auch als Muschelschieber bezeichnet, weil er eine muschelartige Form hat, welche einen Durchgangsraum für den aus der Einströmöffnung nach der Ausströmöffnung abziehenden Dampf bildet. Die einfache Schiebersteuerung ist für Dampfmaschinen, welche mit Expansion arbeiten sollen, nur in bestimmten Größen zu verwenden. Man kann annehmen, daß er für Füllungen von 0,5—0,8 mit Vortheil benutzt werden kann. Je geringer die Füllung, desto größer wird der Schieber werden. Seine äußere und innere Ueberdeckung muß an Länge zunehmen, und daraus ergiebt sich wieder ein größerer Hub des Schiebers. Schwartze*) sagt darüber:

„Hohe Expansionsgrade sind für die einfache Schiebersteuerung nicht zweckmäßig, weil der Schieber bei geringer innerer Ueberdeckung einen zu frühzeitigen Dampfaustritt und bei großer innerer Ueberdeckung eine zu starke Compression ergiebt, indem er den Raum vor dem Kolben bald absperrt, sodaß der abgearbeitete Dampf nicht vollständig entweichen kann, daher von dem dagegen arbeitenden Kolben stark zusammengedrückt wird und folglich auf denselben einen starken Gegendruck ausübt, wodurch die Maschine an Arbeitskraft verliert. Es ist daher nicht räthlich, mit einer einfachen Schiebersteuerung für gewöhnlich weniger als 0,8—0,7 Füllung zu geben."

Der Muschelschieber, wie er Fig. 558 bis 564 dargestellt und Band I, Seite 756 ff. besprochen worden ist, hat den Vorzug der außerordentlichen Einfachheit, und er ist schon deshalb für kleinere Dampfmaschinen zu empfehlen.

Die Weite der beiden Dampfeinlaßkanäle macht man bei Maschinen mit kleiner Kolbengeschwindigkeit etwas kleiner, als bei solchen mit großer Kolbengeschwindigkeit. Man bestimmt die Weite im Verhältniß zu dem Kolbenquerschnitt und macht sie wenigstens = 0,05 von demselben. Dem Austrittskanal soll man eine solche Weite geben, daß, wenn der Schieber in seiner äußersten Stellung sich

*) Schwartze, „Dampfmaschinen und Dampfkessel".

befindet, der Auslaßkanal sich noch so weit öffnet, daß diese Oeffnung der Weite des Dampfeinlaßkanals entspricht.*)

*) Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2".

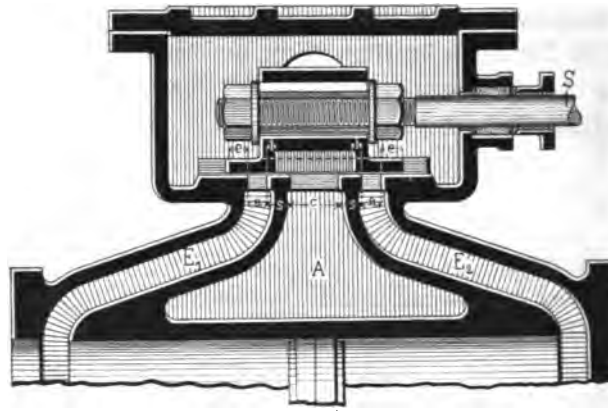


Fig. 565.

Bezeichnet nach Fig. 565:

a = Weite der Dampfkanäle,
c = Weite des Dampfauslasses,
b = Stärke der Rippe zwischen Dampfkanal und Dampfauslaß,
e = äußere Ueberdeckung,
i = innere „ ,
r = Excentricität,
δ = Voreilungswinkel,

so nehme man an:

für kleine Kolbengeschwindigkeiten und 0,91 Füllung:

$$\delta = 20^0;\quad e = \frac{r}{4};\quad i = \frac{r}{12};\quad r = \frac{12}{11}\,a,$$

für große Kolbengeschwindigkeiten und 0,91 Füllung:

$$\delta = 20^0;\quad e = \frac{r}{4};\quad i = \frac{r}{12};\quad r = \frac{4}{3}\,a,$$

für kleine Kolbengeschwindigkeiten und 0,80 Füllung:

$$\delta = 30^0;\quad e = 0{,}4\,r;\quad i = \frac{r}{10};\quad r = \frac{10}{9}\,a,$$

für große Kolbengeschwindigkeiten und 0,80 Füllung:

$$\delta = 30^0;\quad e = 0{,}4\,r;\quad i = \frac{r}{10};\quad r = \frac{5}{3}\,a.$$

„Die Weite c des mittleren oder Austrittskanales hat man so groß zu machen, daß auch in der äußersten Schieberstellung noch eine Ausgangsöffnung gleich der Kanalweite a verbleibt, und dazu ist eine Weite von mindestens

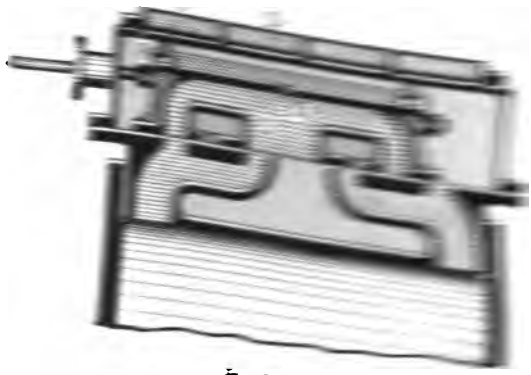
$$c = r + i + a - s$$

erforderlich."

„Die Stärke des Steges ergiebt sich zu:

$$s = 0{,}5\,a \dotplus 10\text{ mm}."$$

„Die Kanalweite a ergiebt sich aus dem Querschnitte f der Dampfkanäle, welche man so zu bestimmen hat, daß die Geschwindigkeit des Dampfes einen gewissen Werth nicht übersteigt.



Die Entlastung des Schiebers darf nicht zu weit getrieben werden, weil alsdann der Schieber bei seiner Bewegung zu leicht von dem Schieberspiegel ganz abgehoben werden könnte.

Bei dem einfachen Muschelschieber pflegt man dem Schieber und dem Schieberspiegel nur eine geringe Länge zu geben. Da aber die Dampfeinlaßkanäle an den Enden des Dampfcylinders ausmünden, so werden sich bei derartigen Schiebersteuerungen verhältnißmäßig große, schädliche Räume bilden. Der Dampf, der in den langen Kanälen unbenutzt stehen bleibt, geht nämlich für die Arbeitsleistung der Maschine verloren, und man bezeichnet alle derartigen Räume, wo der Dampf unbenutzt stehen bleiben kann, als schädliche Räume. Man ist nun bemüht gewesen, Muschelschieber zu construiren, welche nur kurze Dampfeinlaßkanäle nöthig machen. Derartige Schieber sind der getheilte Muschelschieber und der Kanalschieber.

Der getheilte Muschelschieber ist in Fig. 567 dargestellt. Der Dampfcylinder C hat anstatt eines Schieberspiegels deren zwei, und zwar an jedem Ende

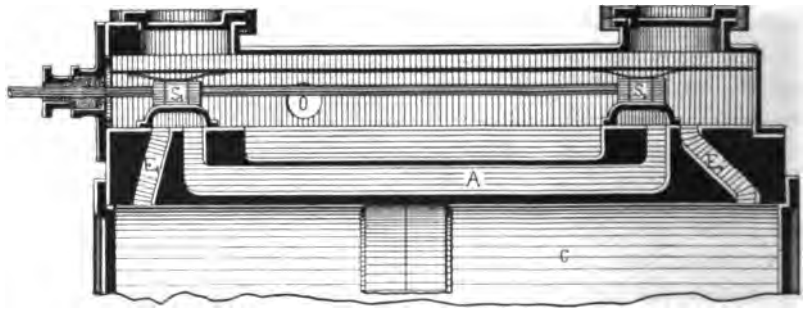


Fig. 567.

einen, sodaß die Dampfeinströmkanäle E_1 und E_2 ganz kurz ausfallen. Dem entsprechend sind auch zwei getrennte Muschelschieber zur Anwendung gekommen, die auf einer gemeinschaftlichen Schieberstange befestigt sind. Die beiden Schieber tragen auf ihrem Rücken Federn, welche gegen eine Fläche in dem Schieberkasten sich stützen. Sie sollen ein unzeitiges Abheben der Schieber von den Schieberspiegeln verhindern. In der Figur ist der Schieber in seiner äußersten Stellung gezeigt. Der Schieber S_1 stellt dabei die Verbindung zwischen dem Eintrittskanal E_1 und dem Austrittskanal A her. Der Dampf strömt in den Schieberkasten durch die Oeffnung O ein und gelangt von da in den Dampfeintrittskanal E_2, den der Schieber S_2 geöffnet hat. Derartige Schieber kommen fast nur bei großen Maschinen vor.

Der Kanalschieber, welcher in Fig. 568 wiedergegeben ist, erfordert wie der vorgenannte Schieber ebenfalls zwei getrennte Schieberspiegel. An einem derselben mündet der Dampfeinströmkanal E_1, an dem anderen sowohl der Dampfeinströmkanal E_2, als der Dampfausströmkanal A. Anstatt zweier einzelner Schieber kommt aber ein langer Schieber S zur Anwendung, der mit einem durch

seine ganze Länge sich hindurchziehenden Kanal K versehen ist. Eine Oeffnung des Schieberkanals hat einen gleich großen freien Durchgang, wie die der Dampfeinlaßkanäle; die andere ist um so viel weiter, daß sie den Dampfeinströmkanal E_2

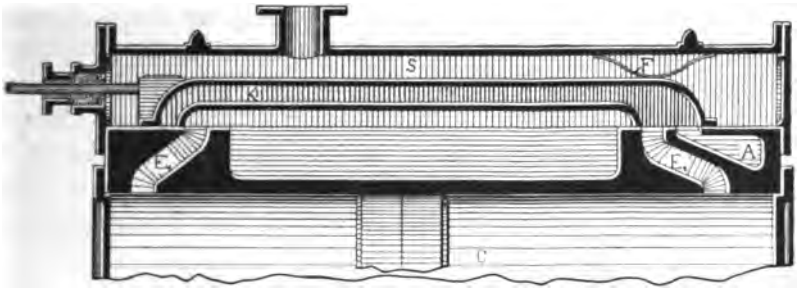


Fig. 568.

und den dicht daneben mündenden Dampfausströmkanal A gleichzeitig überdecken kann. Der Dampf kann sonach auf dieser Seite aus dem Dampfeinströmkanal E_2 durch die erweiterte Mündung des Schieberkanals K direkt oder bei seiner zweiten Endstellung aus dem Dampfeinströmkanal E_1 und durch die ganze Länge des Schieberkanals K hindurch nach dem Dampfausströmkanal A gelangen. Bei diesem Kanalschieber können also die Dampfausströmkanäle sehr kurz sein und nur geringe schädliche Räume bilden. Der Schieber erhält wegen seiner Länge auf seinem Rücken eine Feder F, die es verhindern soll, daß er sich von dem Schieberspiegel abhebt.

Den Trick'schen Kanalschieber, wie er in Fig. 569 dargestellt ist, hatten wir bereits Band I, Seite 759 besprochen. Nicht die Rücksicht auf einen geringen

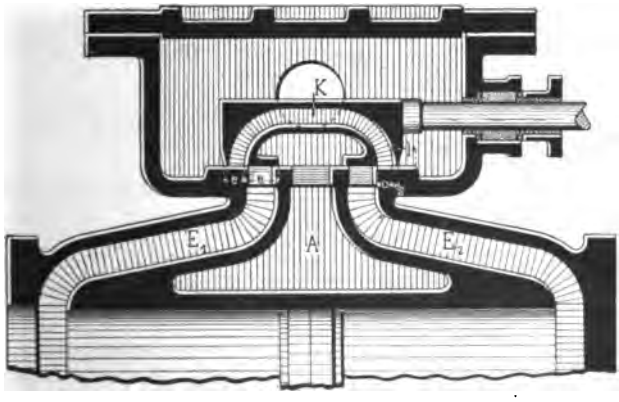


Fig. 569.

schädlichen Raum war Veranlassung zu seiner Construction, vielmehr sollte er es ermöglichen, durch Oeffnen des Dampfeinströmkanals von zwei Seiten den Cylinder schneller mit Dampf zu füllen.

Der Vorzug dieses Schiebers beruht darin, daß er für die gleiche Füllung einen kleineren Hub erfordert. Weil aber damit auch ein geringerer Reibungs-

verluſt Hand in Hand geht, ſo hat dieſer Schieber für ſchnellaufende Maſchinen, beiſpielsweiſe für Lokomotiven, hauptſächlich Verwendung gefunden. Die äußere Ueberdeckung e des Schiebers ſetzt ſich aus der Weite c des Schieberkanales K und der Stegbreite s des Schiebers zuſammen. Damit bei einer Verſchiebung des Schiebers von der Größe der äußeren Ueberdeckung der Dampf ſowohl von Außen unmittelbar, als auch durch den Kanal K hindurch in die Dampfeinſtrömöffnung E_1 gelangen kann, muß der Schieberſpiegel auf jeder Seite von einer beſtimmten Stelle an abgeſetzt ſein. Es entſpricht aber die Entfernung l dieſer Stelle des Schieberſpiegels bis zu dem Anfang des Schiebers, wenn dieſer in ſeiner Mittelſtellung ſteht, gleich der Ueberdeckung e abzüglich der Stegbreite s. Gewöhnlich giebt man dem Schieberkanal K die halbe Weite der Dampfeinlaßkanäle.*)

Die Doppel-Schieberſteuerungen.

Bei allen Maſchinen, bei welchen es darauf ankommt, den Dampfverbrauch ſo gering als möglich zu machen, muß man auch in der Lage ſein, mit ſehr kleinen Cylinderfüllungen arbeiten zu können. Bei dem einfachen Schieber iſt dies, wie wir wiſſen, nicht möglich, und man hat deshalb Steuerungen mit zwei Schiebern gebaut, von denen der eine der bloßen Vertheilung des Dampfes dient und deshalb auch als Vertheilungsſchieber bezeichnet wird, der andere als Expanſionsſchieber benutzt wird. Bei der Anwendung von zwei getrennten Schiebern laſſen ſich auch zum Antrieb derſelben gewöhnliche Excenter verwenden, wie bei dem Antrieb einfacher Schieber. Macht man dabei den Expanſionsſchieber oder ſeinen Antrieb in der Weiſe veränderlich, daß die frühere oder ſpätere Abſperrung des Dampfes während des Betriebes erfolgen kann, ſo bietet die Doppel-Schieberſteuerung ein bequemes Mittel zur Regelung des Ganges der Dampfmaſchine. Man kann die Steuerungen, welche hierher gehören, in folgender Weiſe eintheilen:

1. Expanſions-Schieberſteuerung mit zwei getrennten Schiebern und zwei Excentern,
2. Expanſions-Schieberſteuerung mit zwei auf einander laufenden Schiebern und zwei Excentern,
3. Expanſions-Schieberſteuerung mit zwei auf einander laufenden Schiebern und einem Excenter.

1. Expanſions-Schieberſteuerung mit zwei getrennten Schiebern und zwei Excentern.

Obgleich dieſe Steuerungen heute kaum mehr Verwendung finden, ſollen ſie hier beſprochen werden, um deren allgemeine Wirkungsweiſe erkennen zu laſſen.

---

*) Man macht die Weite des Dampfeinlaßkanales:

$$a = 2c + s.$$

Für dieſen Fall verſchiebt ſich die äußere Kante des Schiebers bis auf die innere Kante des Dampfeinlaßkanales. Hat ſich der Schieber um $e + c$ verſchoben, ſo iſt der Dampfeinlaß nur um $2c$ geöffnet. Hat dann der Schieber ſeinen Totpunkt erreicht, ſo erfolgt die gänzliche Oeffnung des Dampfeinlaſſes. Die Excentricität iſt dann:

$$r = e + 2c.$$

Fig. 570 zeigt eine solche Steuerung. Der Schieberkasten ist durch einen dazwischen angeordneten besonderen Schieberspiegel S in zwei gesonderte Kammern B_1 und B_2 getheilt. In der unteren Kammer B_1 bewegt sich der Vertheilungsschieber V auf dem Schieberspiegel des Cylinders, in der oberen Kammer B_2 der Expansionsschieber U auf dem Schieberspiegel S. Letzterer hat nur eine Oeffnung, die von dem Expansionsschieber abwechselnd aufgedeckt oder wieder geschlossen wird. Im ersteren Falle gelangt der frische Dampf aus der oberen Kammer B_2 in die untere B_1, von wo er durch den Vertheilungsschieber V in den Dampfcylinder eingelassen werden kann. Je nachdem die Oeffnung des Schieberspiegels S von dem Expansionsschieber V früher oder später abgeschlossen wird, wird mehr oder weniger Dampf in die Kammer B_1 und in Folge dessen in den Dampfcylinder gelangen und der Dampf mit mehr oder weniger Expansion arbeiten müssen. Bei der dargestellten Steuerung muß der Expansionsschieber bei einer vollen Umdrehung der Maschine seinen Hin- und Hergang zweimal vollenden.

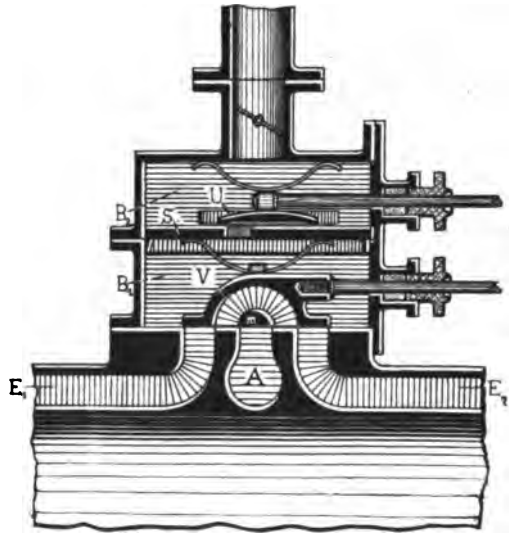


Fig. 570.

Diese Expansions-Schiebersteuerung hat den Nachtheil, daß auch der Dampf, der in dem Schieberkasten B_1 enthalten ist, an der Expansion mit theilnimmt und dadurch den schädlichen Raum vergrößert. Diese Mängel hat man dadurch zu verringern gesucht, daß der Vertheilungsschieber V einen Mittelsteg m erhielt, welcher die Ausströmöffnung A kurz vor dem Eintritt des frischen Dampfes verschließt.

2. Expansions-Schiebersteuerung mit zwei auf einander laufenden Schiebern und zwei Excentern.

Von der vorgenannten Gruppe unterscheiden sich diese Steuerungen dadurch, daß der Schieberkasten nicht getheilt ist und der Expansionsschieber sich auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers bewegt, welcher an dieser Stelle mit einem Schieberspiegel versehen ist. Der Vertheilungsschieber hat zwei durchgehende Kanäle, welche an seinem Schieberspiegel münden und zur Fortleitung des Dampfes nach den Dampfeinströmkanälen bestimmt sind. Die Fläche des Schieberspiegels, auf welcher der Expansionsschieber gleitet, ist mit schrägen Nuthen versehen. Es soll dadurch bewirkt werden, daß die Reibungsfläche verringert und Verunreinigungen in den Nuthen abgesetzt werden. Diese Steuerungen kann man in Steuerungen mit feststehender Expansion und in Steuerungen mit veränderlicher Expansion eintheilen.

welches der Schieber die Dampfeinlaßkanäle nach Innen überdeckt, die **innere Ueberdeckung.**

Die nachfolgenden sechs Stellungen des Schiebers sollen die vorbesprochenen sechs Perioden zur Anschauung bringen.

Die **Periode des Dampfeinlasses** ist durch Fig. 559 dargestellt. Der Dampfeinlaßkanal E_1 ist vollständig geöffnet und der Dampf kann in den

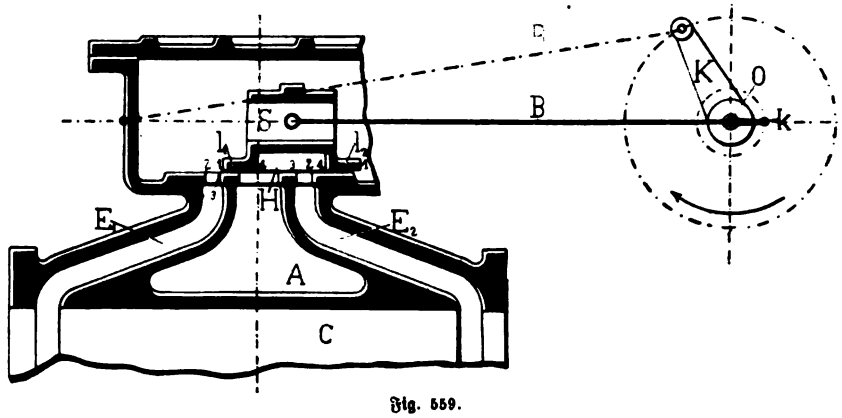


Fig. 559.

Cylinder einströmen, während der Kolben entsprechend der Kurbel K sich vorwärts bewegt. Der Schieber S hat seine Endstellung eingenommen, wie sich dies aus der Lage des Excenters O k ergiebt. Der Hohlraum H des Schiebers verbindet dabei die Dampfeinströmung E_2 mit der Dampfausströmung A, sodaß der Dampf, der hinter dem Kolben steht, nach H entweichen kann. Bei der Weiterbewegung der Kurbel fängt der Schieber S an, den Dampfeinlaßkanal E_1 abzuschließen. Sobald dies der Fall ist, beginnt

Die **Periode der Expansion**, welche in Fig. 560 dargestellt ist. Bei der dargestellten Stellung von Kurbel und Excenter beginnt diese Periode, nachdem der Kolben 0,8 seines Weges zurückgelegt hat, also bei einer Füllung = 0,8 des

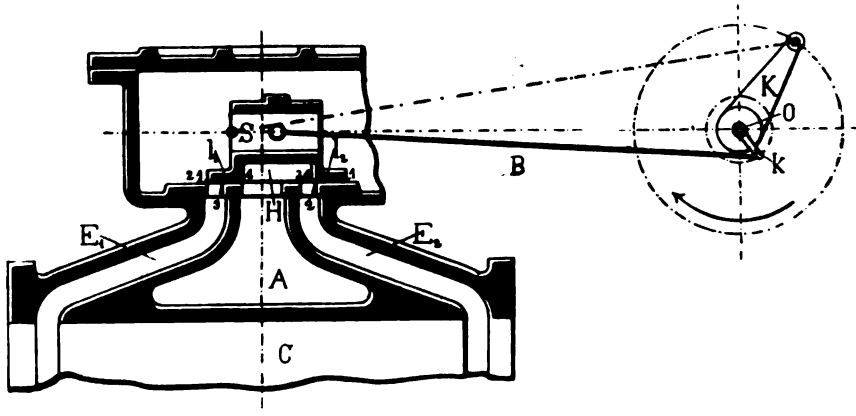


Fig. 560.

Cylinders mit Dampf. Von jetzt an wirkt der Dampf nur noch durch die Kraft seiner Expansion auf den Dampfkolben ein. Kommt bei der weiteren Drehung der Kurbel K diese in ihre äußere Totpunktlage und der Kolben in seine Endstellung, so muß bereits

Die Periode der Vorausströmung begonnen haben, welche in Fig. 561 dargestellt ist. Die innere Ueberlappung des Schiebers S hat die Verbindung

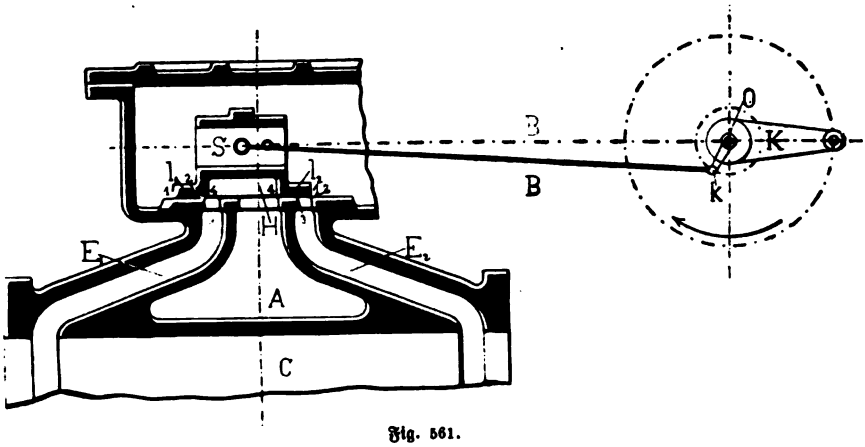


Fig. 561.

mit dem Dampfeinlaßkanal E_1 und mit dem Dampfauslaßkanal A hergestellt und der Dampf kann ausströmen, bevor der Kolben seine Endstellung erreicht hat.

Die Periode der Dampfausströmung ist durch Fig. 562 wiedergegeben. Hierbei hat der Kolbenrückgang bereits begonnen, und der Schieber S ist in seiner

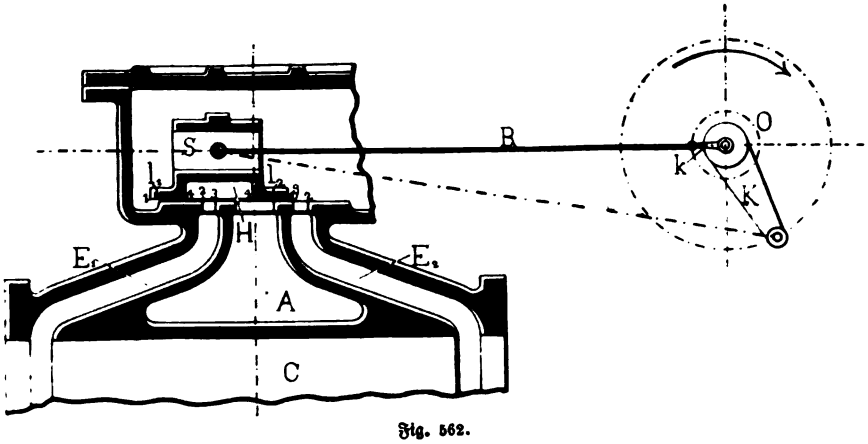


Fig. 562.

Endstellung angelangt, während das Excenter O k seine innere Totpunktslage eingenommen hat. Der Dampf kann durch den Einlaßkanal E_1 und den Hohlraum H des Schiebers nach dem Auslaßkanal A abströmen. Ehe der Kolben in der

Endstellung angelangt ist, muß die Ausströmung abgeschlossen sein. In diesem Augenblicke beginnt

Die Periode der Compression, welche in Fig. 563 dargestellt ist. Der im Cylinder verbleibende Dampf wird von dem vorwärtsgehenden Kolben zusammengedrückt.

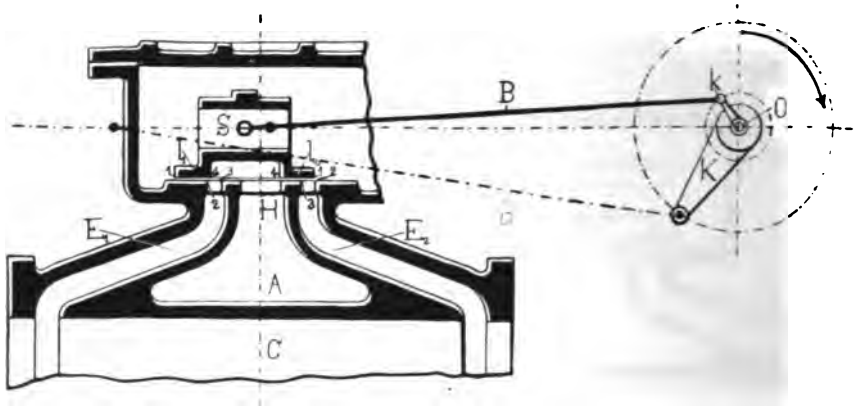


Fig. 563.

Endlich ist

Die Periode der Voreinströmung durch Fig. 564 wiedergegeben. Der Kolben ist in seiner Endstellung angelangt und auch die Kurbel K steht in ihrer inneren Totpunktsstellung. Da in dieser Stellung des Kolbens der Schieber die

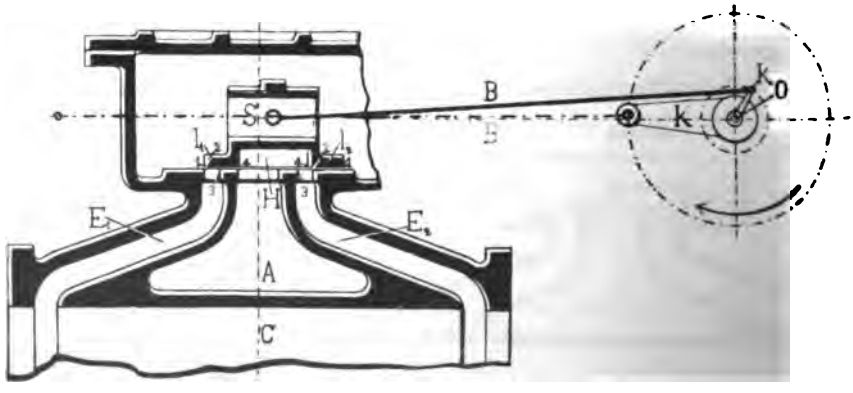


Fig. 564.

Einlaßöffnung für die Voreinströmung geöffnet haben muß, so muß er über seine Mittelstellung hinaus vorgeeilt sein, und ebenso ist das Excenter O k bereits über die Mittelstellung hinaus. Der Winkel, um welchen das Excenter bei dieser

Totpunktsstellung über diese Mittelstellung hinaus sich bewegt hat, wird als der **Voreilwinkel** bezeichnet. Er bedingt die Größe der Voreilung des Schiebers und damit der Voreinströmung sowohl, wie der Vorausströmung. Mit dieser Stellung beginnt auch wieder die neue Vorwärtsbewegung des Kolbens.

Während des Rückwärtsganges des Kolbens sind aber die gleichen Perioden für die Dampfeinströmung und für die Dampfausströmung hinter dem Kolben eingetreten und sie können in derselben Weise verfolgt werden.

Ebenso wie bei dem Schieber, lassen sich diese Perioden auch bei jeder anderen Steuerung, sei es nun eine Hahn- oder eine Ventilsteuerung, beobachten.

Steuerungsarten.

Wir wollen von der **einfachen Schiebersteuerung** ausgehen. Der einfache Schieber wird auch als Muschelschieber bezeichnet, weil er eine muschelartige Form hat, welche einen Durchgangsraum für den aus der Einströmöffnung nach der Ausströmöffnung abziehenden Dampf bildet. Die einfache Schiebersteuerung ist für Dampfmaschinen, welche mit Expansion arbeiten sollen, nur in bestimmten Größen zu verwenden. Man kann annehmen, daß er für Füllungen von 0,5—0,8 mit Vortheil benutzt werden kann. Je geringer die Füllung, desto größer wird der Schieber werden. Seine äußere und innere Ueberdeckung muß an Länge zunehmen, und daraus ergiebt sich wieder ein größerer Hub des Schiebers. Schwartze*) sagt darüber:

„Hohe Expansionsgrade sind für die einfache Schiebersteuerung nicht zweckmäßig, weil der Schieber bei geringer innerer Ueberdeckung einen zu frühzeitigen Dampfaustritt und bei großer innerer Ueberdeckung eine zu starke Compression ergiebt, indem er den Raum vor dem Kolben bald absperrt, sodaß der abgearbeitete Dampf nicht vollständig entweichen kann, daher von dem dagegen arbeitenden Kolben stark zusammengedrückt wird und folglich auf denselben einen starken Gegendruck ausübt, wodurch die Maschine an Arbeitskraft verliert. Es ist daher nicht räthlich, mit einer einfachen Schiebersteuerung für gewöhnlich weniger als 0,8—0,7 Füllung zu geben."

Der Muschelschieber, wie er Fig. 558 bis 564 dargestellt und Band I, Seite 756 ff. besprochen worden ist, hat den Vorzug der außerordentlichen Einfachheit, und er ist schon deshalb für kleinere Dampfmaschinen zu empfehlen.

Die Weite der beiden Dampfeinlaßkanäle macht man bei Maschinen mit kleiner Kolbengeschwindigkeit etwas kleiner, als bei solchen mit großer Kolbengeschwindigkeit. Man bestimmt die Weite im Verhältniß zu dem Kolbenquerschnitt und macht sie wenigstens = 0,05 von demselben. Dem Austrittskanal soll man eine solche Weite geben, daß, wenn der Schieber in seiner äußersten Stellung sich

*) Schwartze, „Dampfmaschinen und Dampfkessel".

befindet, der Auslaßkanal sich noch so weit öffnet, daß diese Oeffnung der Weite des Dampfeinlaßkanals entspricht.*)

*) Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2".

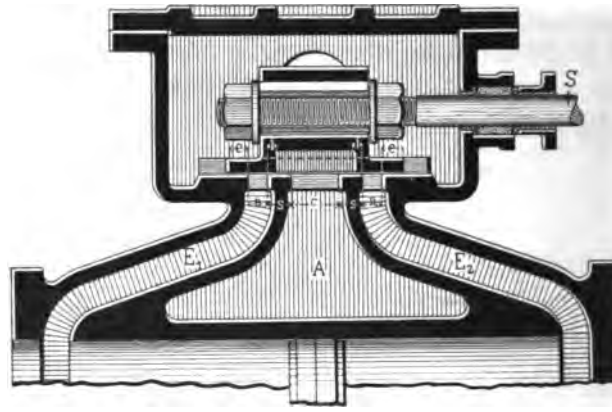


Fig. 565.

Bezeichnet nach Fig. 565:

a = Weite der Dampfkanäle,
c = Weite des Dampfauslasses,
b = Stärke der Rippe zwischen Dampfkanal und Dampfauslaß,
e = äußere Ueberdeckung,
i = innere „ ,
r = Excentricität,
δ = Voreilungswinkel,

so nehme man an:

für kleine Kolbengeschwindigkeiten und 0,91 Füllung:

$$\delta = 20^0; \quad e = \frac{r}{4}; \quad i = \frac{r}{12}; \quad r = \frac{12}{11}\,a,$$

für große Kolbengeschwindigkeiten und 0,91 Füllung:

$$\delta = 20^0; \quad e = \frac{r}{4}; \quad i = \frac{r}{12}; \quad r = \frac{4}{3}\,a,$$

für kleine Kolbengeschwindigkeiten und 0,80 Füllung:

$$\delta = 30^0; \quad e = 0{,}4\,r; \quad i = \frac{r}{10}; \quad r = \frac{10}{9}\,a,$$

für große Kolbengeschwindigkeiten und 0,80 Füllung:

$$\delta = 30^0; \quad e = 0{,}4\,r; \quad i = \frac{r}{10}; \quad r = \frac{5}{3}\,a.$$

„Die Weite c des mittleren oder Austrittskanales hat man so groß zu machen, daß auch in der äußersten Schieberstellung noch eine Ausgangsöffnung gleich der Kanalweite a verbleibt, und dazu ist eine Weite von mindestens

$$c = r + i + a - s$$

erforderlich."

„Die Stärke des Steges ergiebt sich zu:

$$s = 0{,}5\,a + 10\text{ mm}."$$

„Die Kanalweite a ergiebt sich aus dem Querschnitte f der Dampfkanäle, welche man so zu bestimmen hat, daß die Geschwindigkeit des Dampfes einen gewissen Werth nicht übersteigt.

Der Schieberſpiegel ſowohl, als auch der Schieber ſelbſt werden größtentheils aus Gußeiſen gemacht. Man wählt aber für den Schieber ein etwas weicheres Gußeiſen, damit der Schieberſpiegel möglichſt nicht abgenutzt wird, weil es viel koſtſpieliger iſt, den Schieberſpiegel zu erſetzen, als den Spiegel ſelbſt. Aus dieſem Grunde wendet man auch oft Schieber von Bronce an. Die Reibung zwiſchen Schieber und Schieberſpiegel wird eine um ſo größere ſein, je größer die Flächen des Schiebers ſind, die auf dem Spiegel zur Reibung kommen, und je größer der Dampfdruck iſt, der auf dem Schieber laſtet und ihn gegen den Spiegel preßt. Man hat daher vielfach verſucht, den Schieber mehr oder weniger zu entlaſten, d. h. den Dampfdruck durch geeignete Einrichtung auszugleichen. Die Befeſtigung zwiſchen Schieber und Schieberſtange muß eine ſolche ſein, daß der Schieber gegen den Schieberſpiegel angedrückt und durch die Bewegung der Schieberſtange nicht abgehoben werden kann. Wir haben die gebräuchlichen Befeſtigungsarten Band I, Seite 756 ff. kennen gelernt.

Ein entlaſteter Schieber iſt in Fig. 566 dargeſtellt. In die Oberfläche des Schiebers S iſt eine ringförmige Rille R eingedreht und in dieſe ein Ring O von Bronce eingepaßt, der durch eine untergelegte Feder gegen den Deckel D des Schieberkaſtens gedrückt wird. Dadurch wird verhindert, daß der Dampf über dem Rücken des Schiebers S eintreten kann und auf den Rücken des Schiebers drückt. Durch eine Oeffnung bei x iſt eine Verbindung des Raumes oberhalb und unterhalb des Schieberrückens hergeſtellt, ſodaß der Dampf, welcher etwa bei Undichtwerden des Ringes über den Schieber gelangt, nach der Ausſtrömſeite abgeleitet werden kann. Dieſe Schieberentlaſtung hat den Nachtheil, daß bei ſtarker Abnutzung des Ringes viel Dampf unbenutzt verloren geht. Auch wird die Reibung durch den Dichtungsring O nicht unweſentlich vermehrt.

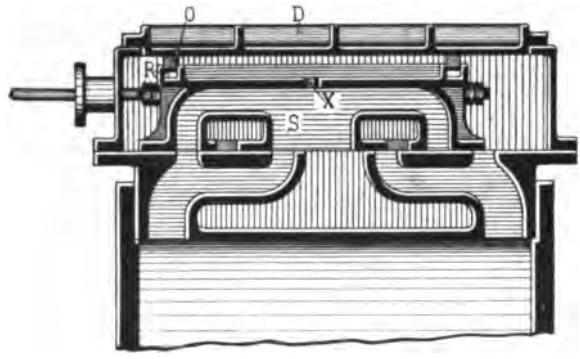


Fig. 566.

Dieſe Geſchwindigkeit ſoll man nach von Reiche paſſend zu 30 m für den eintretenden und zu 10 m für den austretenden Dampf annehmen. Iſt daher F der Querſchnitt des Dampfcylinders und v die durchſchnittliche Kolbengeſchwindigkeit in Metern pro Sekunde, ſo hat man den Querſchnitt der Dampfkanäle für den Eintritt zu $f = F \cdot \frac{v}{30}$ und für den Austritt zu $f = F \cdot \frac{v}{10}$ zu machen. Iſt b die Breite der Dampfkanäle, welche man je nach den Umſtänden zu 4 a bis 10 a annimmt, ſo hat man

$$f = a\,b = 4\,a^2 \text{ bis } 10\,a^2$$

zu ſetzen, woraus a ſich ergiebt."

Die Entlastung des Schiebers darf nicht zu weit getrieben werden, weil alsdann der Schieber bei seiner Bewegung zu leicht von dem Schieberspiegel ganz abgehoben werden könnte.

Bei dem einfachen Muschelschieber pflegt man dem Schieber und dem Schieberspiegel nur eine geringe Länge zu geben. Da aber die Dampfeinlaßkanäle an den Enden des Dampfcylinders ausmünden, so werden sich bei derartigen Schiebersteuerungen verhältnißmäßig große, schädliche Räume bilden. Der Dampf, der in den langen Kanälen unbenutzt stehen bleibt, geht nämlich für die Arbeitsleistung der Maschine verloren, und man bezeichnet alle derartigen Räume, wo der Dampf unbenutzt stehen bleiben kann, als schädliche Räume. Man ist nun bemüht gewesen, Muschelschieber zu construiren, welche nur kurze Dampfeinlaßkanäle nöthig machen. Derartige Schieber sind der getheilte Muschelschieber und der Kanalschieber.

Der getheilte Muschelschieber ist in Fig. 567 dargestellt. Der Dampfcylinder C hat anstatt eines Schieberspiegels deren zwei, und zwar an jedem Ende

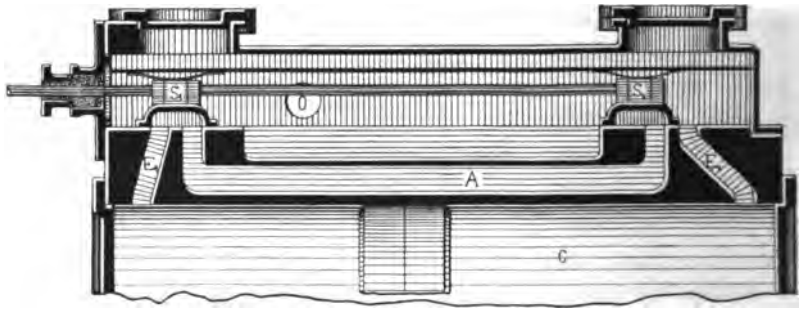


Fig. 567.

einen, sodaß die Dampfeinströmkanäle E_1 und E_2 ganz kurz ausfallen. Dem entsprechend sind auch zwei getrennte Muschelschieber zur Anwendung gekommen, die auf einer gemeinschaftlichen Schieberstange befestigt sind. Die beiden Schieber tragen auf ihrem Rücken Federn, welche gegen eine Fläche in dem Schieberkasten sich stützen. Sie sollen ein unzeitiges Abheben der Schieber von den Schieberspiegeln verhindern. In der Figur ist der Schieber in seiner äußersten Stellung gezeigt. Der Schieber S_1 stellt dabei die Verbindung zwischen dem Eintrittskanal E_1 und dem Austrittskanal A her. Der Dampf strömt in den Schieberkasten durch die Oeffnung O ein und gelangt von da in den Dampfeintrittskanal E_2, den der Schieber S_2 geöffnet hat. Derartige Schieber kommen fast nur bei großen Maschinen vor.

Der Kanalschieber, welcher in Fig. 568 wiedergegeben ist, erfordert wie der vorgenannte Schieber ebenfalls zwei getrennte Schieberspiegel. An einem derselben mündet der Dampfeinströmkanal E_1, an dem anderen sowohl der Dampfeinströmkanal E_2, als der Dampfausströmkanal A. Anstatt zweier einzelner Schieber kommt aber ein langer Schieber S zur Anwendung, der mit einem durch

seine ganze Länge sich hindurchziehenden Kanal K versehen ist. Eine Oeffnung des Schieberkanals hat einen gleich großen freien Durchgang, wie die der Dampfeinlaßkanäle; die andere ist um so viel weiter, daß sie den Dampfeinströmkanal E_2

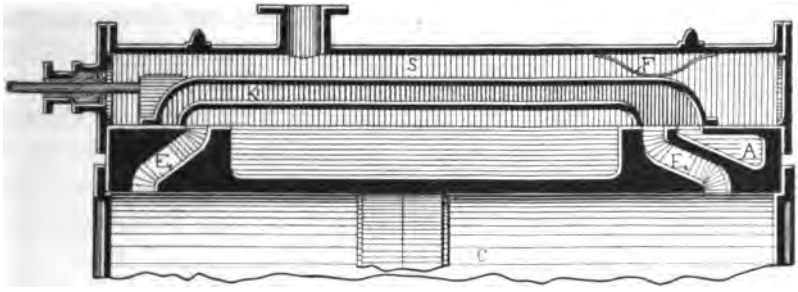


Fig. 568.

und den dicht daneben mündenden Dampfausströmkanal A gleichzeitig überdecken kann. Der Dampf kann sonach auf dieser Seite aus dem Dampfeinströmkanal E_2 durch die erweiterte Mündung des Schieberkanals K direkt oder bei seiner zweiten Endstellung aus dem Dampfeinströmkanal E_1 und durch die ganze Länge des Schieberkanals K hindurch nach dem Dampfausströmkanal A gelangen. Bei diesem Kanalschieber können also die Dampfausströmkanäle sehr kurz sein und nur geringe schädliche Räume bilden. Der Schieber erhält wegen seiner Länge auf seinem Rücken eine Feder F, die es verhindern soll, daß er sich von dem Schieberspiegel abhebt.

Den Trick'schen Kanalschieber, wie er in Fig. 569 dargestellt ist, hatten wir bereits Band I, Seite 759 besprochen. Nicht die Rücksicht auf einen geringen

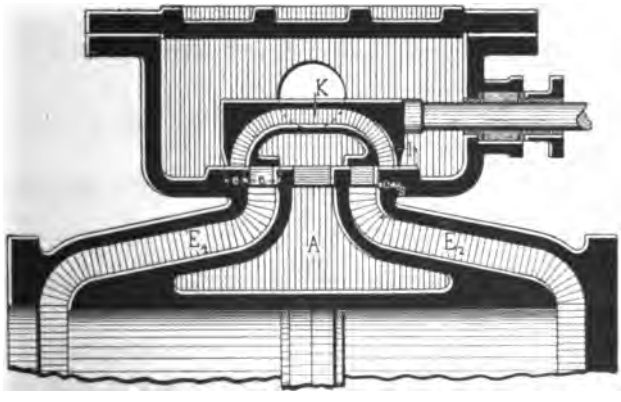


Fig. 569.

schädlichen Raum war Veranlassung zu seiner Construction, vielmehr sollte er es ermöglichen, durch Oeffnen des Dampfeinströmkanals von zwei Seiten den Cylinder schneller mit Dampf zu füllen.

Der Vorzug dieses Schiebers beruht darin, daß er für die gleiche Füllung einen kleineren Hub erfordert. Weil aber damit auch ein geringerer Reibungs-

verluſt Hand in Hand geht, ſo hat dieſer Schieber für ſchnelllaufende Maſchinen, beiſpielsweiſe für Lokomotiven, hauptſächlich Verwendung gefunden. Die äußere Ueberdeckung e des Schiebers ſetzt ſich aus der Weite c des Schieberkanales K und der Stegbreite s des Schiebers zuſammen. Damit bei einer Verſchiebung des Schiebers von der Größe der äußeren Ueberdeckung der Dampf ſowohl von Außen unmittelbar, als auch durch den Kanal K hindurch in die Dampfeinſtrömöffnung E_1 gelangen kann, muß der Schieberſpiegel auf jeder Seite von einer beſtimmten Stelle an abgeſetzt ſein. Es entſpricht aber die Entfernung l dieſer Stelle des Schieberſpiegels bis zu dem Anfang des Schiebers, wenn dieſer in ſeiner Mittelſtellung ſteht, gleich der Ueberdeckung e abzüglich der Stegbreite s. Gewöhnlich giebt man dem Schieberkanal K die halbe Weite der Dampfeinlaßkanäle.*)

Die Doppel-Schiebersteuerungen.

Bei allen Maſchinen, bei welchen es darauf ankommt, den Dampfverbrauch ſo gering als möglich zu machen, muß man auch in der Lage ſein, mit ſehr kleinen Cylinderfüllungen arbeiten zu können. Bei dem einfachen Schieber iſt dies, wie wir wiſſen, nicht möglich, und man hat deshalb Steuerungen mit zwei Schiebern gebaut, von denen der eine der bloßen Vertheilung des Dampfes dient und deshalb auch als Vertheilungsſchieber bezeichnet wird, der andere als Expanſionsſchieber benutzt wird. Bei der Anwendung von zwei getrennten Schiebern laſſen ſich auch zum Antrieb derſelben gewöhnliche Excenter verwenden, wie bei dem Antrieb einfacher Schieber. Macht man dabei den Expanſionsſchieber oder ſeinen Antrieb in der Weiſe veränderlich, daß die frühere oder ſpätere Abſperrung des Dampfes während des Betriebes erfolgen kann, ſo bietet die Doppel-Schiebersteuerung ein bequemes Mittel zur Regelung des Ganges der Dampfmaſchine. Man kann die Steuerungen, welche hierher gehören, in folgender Weiſe eintheilen:

1. Expanſions-Schiebersteuerung mit zwei getrennten Schiebern und zwei Excentern,
2. Expanſions-Schiebersteuerung mit zwei auf einander laufenden Schiebern und zwei Excentern,
3. Expanſions-Schiebersteuerung mit zwei auf einander laufenden Schiebern und einem Excenter.

1. Expanſions-Schiebersteuerung mit zwei getrennten Schiebern und zwei Excentern.

Obgleich dieſe Steuerungen heute kaum mehr Verwendung finden, ſollen ſie hier beſprochen werden, um deren allgemeine Wirkungsweiſe erkennen zu laſſen.

*) Man macht die Weite des Dampfeinlaßkanales:

$$a = 2c + s.$$

Für dieſen Fall verſchiebt ſich die äußere Kante des Schiebers bis auf die innere Kante des Dampfeinlaßkanales. Hat ſich der Schieber um $e + c$ verſchoben, ſo iſt der Dampfeinlaß nur um $2c$ geöffnet. Hat dann der Schieber ſeinen Totpunkt erreicht, ſo erfolgt die größte Oeffnung des Dampfeinlaſſes. Die Excentricität iſt dann:

$$r = e + 2c.$$

Fig. 570 zeigt eine solche Steuerung. Der Schieberkasten ist durch einen dazwischen angeordneten besonderen Schieberspiegel S in zwei gesonderte Kammern B_1 und B_2 getheilt. In der unteren Kammer B_1 bewegt sich der Vertheilungsschieber V auf dem Schieberspiegel des Cylinders, in der oberen Kammer B_2 der Expansionsschieber U auf dem Schieberspiegel S. Letzterer hat nur eine Oeffnung, die von dem Expansionsschieber abwechselnd aufgedeckt oder wieder geschlossen wird. Im ersteren Falle gelangt der frische Dampf aus der oberen Kammer B_2 in die untere B_1, von wo er durch den Vertheilungsschieber V in den Dampfcylinder eingelassen werden kann. Je nachdem die Oeffnung des Schieberspiegels S von dem Expansionsschieber V früher oder später abgeschlossen wird, wird mehr oder weniger Dampf in die Kammer B_1 und in Folge dessen in den Dampfcylinder gelangen und der Dampf mit mehr oder weniger Expansion arbeiten müssen. Bei der dargestellten Steuerung muß der Expansionsschieber bei einer vollen Umdrehung der Maschine seinen Hin- und Hergang zweimal vollenden.

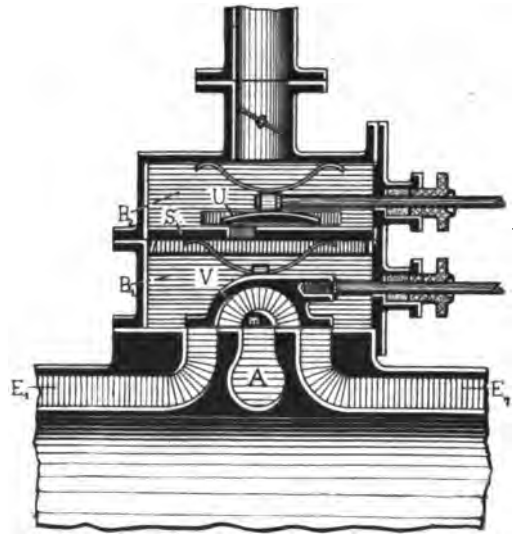


Fig. 570.

Diese Expansions-Schiebersteuerung hat den Nachtheil, daß auch der Dampf, der in dem Schieberkasten B_1 enthalten ist, an der Expansion mit theilnimmt und dadurch den schädlichen Raum vergrößert. Diese Mängel hat man dadurch zu verringern gesucht, daß der Vertheilungsschieber V einen Mittelsteg m erhielt, welcher die Ausströmöffnung A kurz vor dem Eintritt des frischen Dampfes verschließt.

2. Expansions-Schiebersteuerung mit zwei auf einander laufenden Schiebern und zwei Excentern.

Von der vorgenannten Gruppe unterscheiden sich diese Steuerungen dadurch, daß der Schieberkasten nicht getheilt ist und der Expansionsschieber sich auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers bewegt, welcher an dieser Stelle mit einem Schieberspiegel versehen ist. Der Vertheilungsschieber hat zwei durchgehende Kanäle, welche an seinem Schieberspiegel münden und zur Fortleitung des Dampfes nach den Dampfeinströmkanälen bestimmt sind. Die Fläche des Schieberspiegels, auf welcher der Expansionsschieber gleitet, ist mit schrägen Nuthen versehen. Es soll dadurch bewirkt werden, daß die Reibungsfläche verringert und Verunreinigungen in den Nuthen abgesetzt werden. Diese Steuerungen kann man in Steuerungen mit feststehender Expansion und in Steuerungen mit veränderlicher Expansion eintheilen.

Die Expansions-Schiebersteuerung mit feststehender Expansion ist entweder ganz unveränderlich oder so eingerichtet, daß der Expansionsschieber auch während des Ganges der Maschine von Hand nachgestellt werden kann. Immerhin kann die Steuerung nicht direkt zur Regelung der Geschwindigkeit der Maschine benutzt werden, wie Steuerungen, bei denen der Füllungsgrad der Maschine von dem Regulator aus selbstthätig durch den Expansionsschieber verändert wird. Man verwendet deshalb die Expansionssteuerung mit feststehender Expansion nur noch in den Fällen, wo man die theuerere Anlage, welche die veränderliche Expansion erfordert, vermeiden will.

Eine Expansions-Schiebersteuerung mit feststehender Expansion ist in Fig. 571 bis 573 dargestellt. Der Vertheilungsschieber V ist ähnlich wie der gewöhnliche

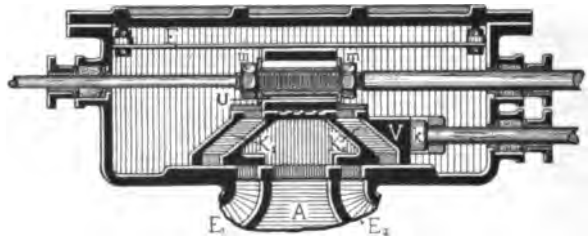


Fig. 571.

Fig. 572.

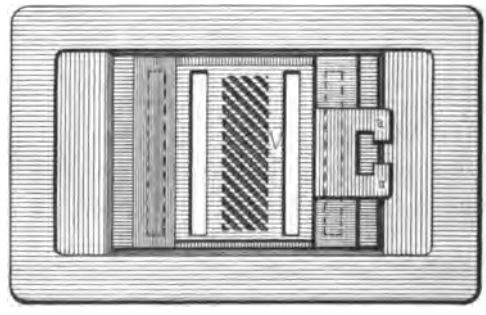


Fig. 573.

Muschelschieber gebaut, nur daß er mit den beiden Querkanälen K_1 und K_2 versehen ist, durch welche der Dampf den Dampfeinlaßkanälen E_1 und E_2 zugeführt werden soll. Der Expansionsschieber U bildet eine rechteckige Platte, die von einer besonderen Schieberstange geführt wird. Die Befestigung der Schieberstange an dem Vertheilungsschieber erfolgt in der Weise, wie wir dies Band I, Seite 759 kennen gelernt haben, wobei der Kopf k der Schieberstange hinter Ansätzen a a des Schiebers greift. Diese Befestigung läßt eine Bewegung des Schiebers gegen den Schieberspiegel hin ungehindert zu. Der Expansionsschieber ist von der Schieberstange zwischen zwei Muttern m m festgehalten. Auch diese Befestigung ist der Bewegung des Schiebers gegen den Schieberspiegel zu nicht hinderlich. Oft wird der Expansionsschieber U, wie in der Darstellung, mittelst einer Feder F auf den Vertheilungsschieber niedergedrückt.

Der Grad der Füllung ist bei einer derartigen Steuerung abhängig von der Verschiebung des Expansionsschiebers. Sobald dieser den Kanal K_1, bezw. K_2 des Vertheilungsschiebers V verschlossen hat, beginnt die Expansion des hineingelassenen Dampfes. Maaßgebend ist sonach für die Füllung die Länge der Grundplatte des Expansionsschiebers und die Entfernung der äußeren Kanten der beiden Kanäle K_1 und K_2 des Vertheilungsschiebers V. Aber auch die gegenseitige Stellung der beiden Excenter, welche die Schubstangen bewegen und ihre Excentricität, sowie deren Stellung zur Kurbel der Maschine ist für den Füllungsgrad von Einfluß. Wollte man also bei dieser Steuerung die Expansion verändern, so müßte man entweder die Länge der Grundplatte des Expansionsschiebers oder den Voreilwinkel des Excenters gegenüber der Kurbel ändern. Einrichtungen, welche dazu bestimmt sind, die letztgenannte Art der Expansion veränderlich zu machen, haben sich bisher nicht bewährt.

Unter den Schiebersteuerungen sind bisher diejenigen die wichtigsten, bei denen die Veränderung des Expansionsgrades durch Veränderung der Lage der abschließenden Kanten des Expansionsschiebers hervorgerufen wird. Um dies zu erreichen, pflegt man die Grundplatte des Expansionsschiebers zweitheilig und beide gegen einander verstellbar zu machen.

Die Meyer'sche Schiebersteuerung — Fig. 574 bis 576 — kann als Hauptvertreterin dieser Gruppe bezeichnet werden. Der Vertheilungsschieber ist, wie bei der vorgenannten Steuerung, mit den zwei Querkanälen K_1 und K_2 ver-

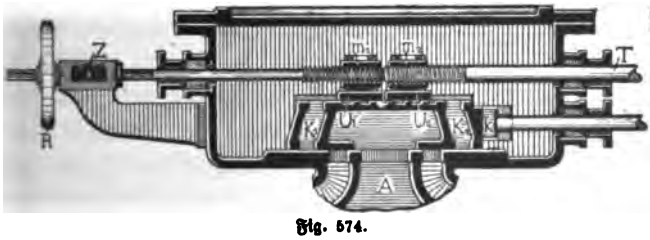


Fig. 574.

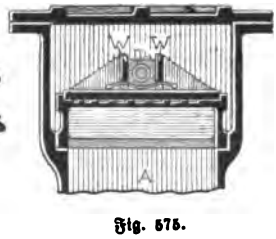


Fig. 575.

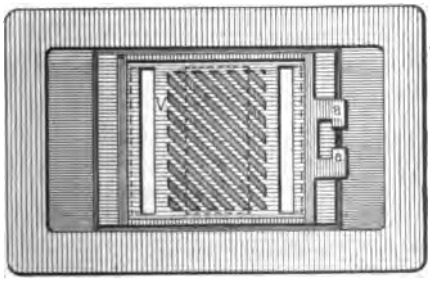


Fig. 576.

sehen. Auf seinem Rücken ruht der Expansionsschieber, der aus zwei Theilen U_1 und U_2 besteht. Diese beiden Theile des Expansionsschiebers sind dadurch gegen einander verstellbar gemacht, daß die Schieberstange T Rechts- und Linksgewinde hat und mit den Köpfen der Schieber, die als Muttern m_1 und m_2 ausgebildet sind, in Eingriff gebracht ist. Um den Schieber U_2 auf die Schieberstange T bringen zu können, ist das hintere Ende der Schieber-

stange, welches mit Linksgewinde versehen ist, um so viel schwächer, daß es durch die Mutter m_2 frei hindurchgesteckt werden kann. Wird nach Aufbringen des Expansionsschiebers U_2 der Expansionsschieber U_1 mit seiner Mutter m_1 auf das schwache Ende der Schieberstange T aufgeschraubt, so können beide Theile U_1 und U_2 des Expansionsschiebers durch bloßes Drehen der Schieberstange T von einander entfernt oder einander genähert werden und es kann damit die Länge des Expansionsschiebers verändert werden. Um die Schieberstange T drehen zu können, ist sie durch das hintere Ende des Schieberkastens hindurch verlängert und an ihrem freien Ende mit einem Handrad R ausgerüstet, das durch Nuth und Feder mit ihr verbunden ist, sodaß die Schieberstange zwar gedreht werden kann, daß sie sich aber durch das Handrad hindurch verschieben läßt. Ihre Verschiebung wird durch den Zeiger Z kenntlich gemacht. Die Theilung, vor welcher der Zeiger verschoben wird, wird so eingerichtet, daß der Füllungsgrad der Maschine an ihr direkt abzulesen ist. Da das Handrad nur drehbar und nicht verschiebbar ist, so kann die Verstellung des Expansionsschiebers auch während des Ganges der Maschine erfolgen, und man kann den Füllungsgrad von 0 bis zur vollen Füllung verändern.*)

Auf seinem Rücken ist der Vertheilungsschieber, wie die vorgenannten, mit schrägen Nuthen versehen, um die Reibung des Expansionsschiebers möglichst zu verringern. Die Muttern m_1 und m_2 des Expansionsschiebers sind mit ihm nicht fest verbunden, sondern — wie Fig. 575 erkennen läßt — zwischen den Wangen W so eingesetzt, daß sie nach der senkrechten Richtung hin sich bewegen lassen. Es ist somit die Bewegung des Expansionsschiebers gegen seinen Schieberspiegel unbehindert.

Mit Bezug auf die Benutzung der Meyer'schen Steuerung für eine selbstthätige Regelung des Füllungsgrades der Dampfmaschinen durch den Regulator sagt Radinger**):

„Die Meyer-Steuerung kann wohl sehr vollkommen ausgeführt werden und wirken, nur ist ihre Einstellung durch den Regulator komplizirt und kann nicht schnell genug erfolgen. Sie eignet sich nur für die Stellung von Hand aus und daher nur für ziemlich gleich bleibende Arbeit."

Man ist bemüht gewesen, nach den Grundsätzen der Meyer'schen Steuerung eine Schiebersteuerung zu construiren, bei welcher der Expansionsschieber ohne Schwierigkeiten von dem Regulator beeinflußt werden kann.

Die Rider-Steuerung. Sie unterscheidet sich von der Meyer'schen Steuerung dadurch, daß der Expansionsschieber nur aus einem Stück besteht und daß dieses nicht rechteckig, sondern trapezförmig gestaltet ist. Dementsprechend sind auch die

*) Es heißt in Schwartze, „Dampfmaschinen und Dampfkessel":
„Nach Hrabák soll man für Füllungen bis 0,75 folgende Verhältnisse wählen:
Voreilungswinkel δ des Hauptschiebereccenters $= 20^0$,
äußere Ueberdeckung e des Hauptschiebers $= \frac{r}{4}$, wenn r die Excentricität des Hauptschiebereccenters bezeichnet,
Voreilungswinkel δ_0 des Expansionschiebereccenters $= 90^0$,
dessen Excentricität $r_0 = 1{,}25\ r$."

**) Radinger, „Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit".

Dampfeinlaßkanäle schräg angeordnet. Stellt in Fig. 577 die Fläche V den Rücken des Vertheilungsschiebers dar, und sind K_1 und K_2 die Dampfdurchlaßkanäle desselben, das Trapez E aber die Grundfläche des Expansionsschiebers, so werden durch eine achsiale Verschiebung des letzteren in der Pfeilrichtung die Dampfdurchlaßkanäle genau so wie bei der einfachen Schiebersteuerung bald abgedeckt, bald freigegeben. In der gezeichneten Mittelstellung ist die Kante 1 1 des Expansionsschiebers von der Kante a a des Durchlaßkanales K_1 um den Betrag der Ueberdeckung entfernt. Ebenso die Kante 2 2 von der Kante b b des zweiten Durchlaßkanales K_2. Wird nun der Expansionsschieber durch Querverschiebung in die punktirte Stellung gebracht, dann würden bei seiner Längsverschiebung in der Pfeilrichtung die Dampfdurchlaßkanäle früher geschlossen werden, da die Schieberkanten 1 1, bezw. 2 2 durch diese Verschiebung den Durchlaßkanälen K_1 und K_2 näher gerückt sind und ihre Ueberdeckung also eine kleinere geworden ist. Umgekehrt würde durch eine Querverschiebung in der entgegengesetzten Richtung, wobei der Expansionsschieber E in die strichpunktirte Lage gebracht wird, durch seine Längsbewegung in der Pfeilrichtung der Schluß der Dampfdurchlaßkanäle später erfolgen müssen, da die Kanten 1 1, bezw. 2 2 des Expansionsschiebers in dieser Stellung von den Dampfdurchlaßkanälen K_1, bezw. K_2 weiter entfernt sind, als in der Mittelstellung. Die Ueberdeckung ist also eine größere geworden.

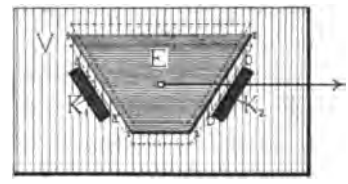


Fig. 577.

Rider hat nun, um die besprochene Querverschiebung des Expansionsschiebers ausführen zu können, ohne die Lage der Schieberstange zu dem Schieber zu verändern, dem trapezförmigen Expansionsschieber die Form eines Halbcylinders gegeben, und er läßt die Schieberstange in der Mittelachse des Cylinders angreifen. Die Querverschiebung des Expansionsschiebers wird dann einfach durch eine Drehung des Cylinders um seine Achse erreicht. Die Kanäle K_1 und K_2 auf dem Vertheilungsschieber aber verlaufen dann schraubenförmig auf einer cylindrischen Grundfläche.

In Fig. 578 und 579 ist eine derartige Rider-Steuerung im Längsschnitt und Querschnitt dargestellt. Auf dem Schieberspiegel des Cylinders ist der Ver-

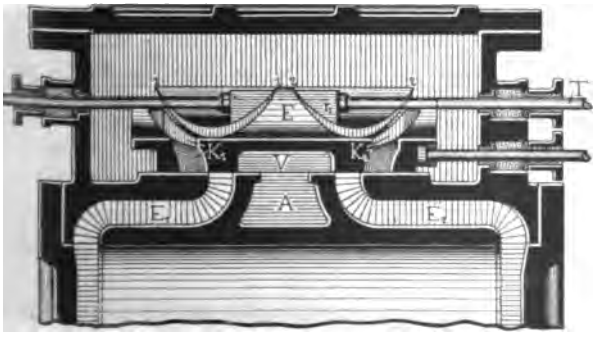


Fig. 578.

Fig. 579.

theilungsschieber V in gewöhnlicher Weise verschiebbar angeordnet. Sein Rücken ist cylinderförmig ausgedreht, und auf dieser cylindrischen Schieberspiegelfläche münden die Dampfkanäle K_1 und K_2. Der cylindrische Expansionsschieber E wird in seiner Längsrichtung von der Schieberstange T mitgenommen. Da aber die Schieberstange zugleich dazu dienen soll, den Expansionsschieber für eine Drehbewegung mitzunehmen, sobald der Füllungsgrad der Maschine geändert werden muß, so ist die Schieberstange an der Befestigungsstelle viereckig gestaltet und legt sich zwischen die Rippen r_1 r_2 ein, die auf der Innenfläche des Expansionsschiebers E angegossen sind. Die Drehung des Schiebers erfolgt von dem Regulator aus, dessen Hülsenbewegung dazu benutzt wird, mittelst irgend eines bekannten Zwischenmechanismus eine Drehbewegung der Schieberstange T zu verursachen. Der Drehungswinkel beträgt dabei zwischen 30 und 60°.

Für größere Maschinen macht die beschriebene Rider-Steuerung einen starken Regulator erforderlich, weil bei geschlossenen Dampfkanälen der Expansionsschieber mit einer ziemlich großen Gewalt auf den Schieberspiegel niedergedrückt wird und der Drehung Widerstand entgegensetzt. Man hat deshalb den Expansionsschieber entlastet ausgeführt. Eine Rider-Steuerung mit entlastetem Expansionsschieber ist in Fig. 580 und 581 dargestellt. Bei dieser Steuerung trägt der Vertheilungsschieber V auf seinem Rücken ein cylindrisches Gehäuse G, in welches der

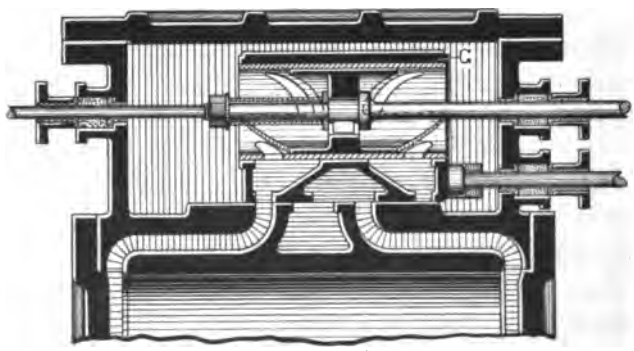


Fig. 580.

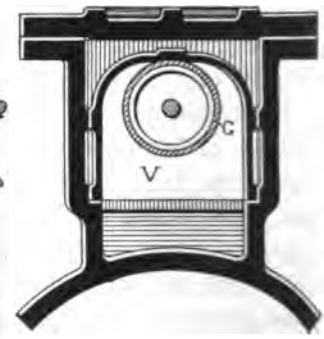


Fig. 581.

Expansionsschieber eingepaßt wird, wie ein Hahnküken in sein Gehäuse. Auf diesem Wege ist es möglich, den Dampfdruck, welcher auf dem cylindrischen Expansionsschieber lastet, fast vollständig zu entlasten.

Rider-Steuerungen dieser Art können durch den Regulator leicht verstellt werden. Ein Nachtheil derselben ist es aber, daß die Gleitflächen nicht nachgestellt werden können, wenn sie sich ausgelaufen haben.

3. Expansions-Schiebersteuerung mit zwei auf einander laufenden Schiebern und einem Excenter.

Bei diesen Steuerungen wird nur der Vertheilungsschieber von der Excenterstange bewegt. Der Expansionsschieber ruht auf dem Rücken des Vertheilungs-

schiebers und wird durch feste Anschläge zu einer Verschiebung veranlaßt. Hierher gehört

Die Farcot-Steuerung, welche der Meyer'schen Steuerung in ihren Einzelheiten sehr ähnelt, nur daß bei ihr der Expansionsschieber nicht zwangsläufig von einer Excenterstange gesteuert wird. In Fig. 582 ist diese Steuerung dargestellt. Der Vertheilungsschieber V wird in bekannter Weise von einer Schieberstange geführt und ist von den Dampfkanälen K_1 und K_2 durchsetzt. Auf seinem

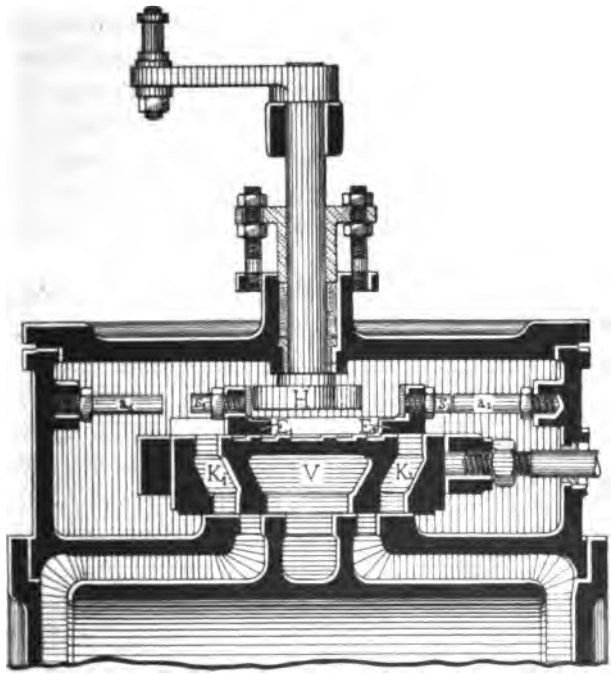


Fig. 582.

Rücken ruht der Expansionsschieber, der aus den beiden Platten E_1 und E_2 besteht, die ohne Verbindung mit einander sind und jede für sich verschoben werden kann. Diese Schieberplatten werden durch den Dampfdruck gegen ihren Schieberspiegel gepreßt, sodaß sie stets von dem Vertheilungsschieber mitgenommen werden und mit ihm sich hin- und herbewegen. Es wird deshalb dieser Expansionsschieber auch als

Schleppschieber bezeichnet. Es würden nun die Schleppschieber die Bewegung des Vertheilungsschiebers stets mitmachen, wenn sie nicht durch Anschläge aufgehalten würden. Diese Anschläge können feste sein, wenn die Expansion dauernd dieselbe bleibt, sie können aber auch verstellbar gemacht werden, wenn es sich um eine veränderliche Expansion handelt.

Jeder der beiden dargestellten Schleppschieber E_1 und E_2 trägt einen Anschlagsstift s_1, bezw. s_2, die bei der Bewegung des Vertheilungsschiebers gegen die Anschlagstifte a_1, bezw. a_2 treffen und die Schleppschieber an ihrer Fortbewegung

hindern. Die beiden Anschläge a_1 und a_2 sind fest an dem Schiebergehäuse angebracht, und da sie nur die Oeffnung der Kanäle K_1 und K_2 veranlassen und diese stets zu derselben Zeit erfolgt, so können die Anschläge selbst bei veränderlicher Expansion feststehend bleiben.

Für die Rückwärtsbewegung der Schleppschieber ist zwischen beiden ein Hubfänger H angeordnet; gegen ihn treffen die Schleppschieber E_1, bezw. E_2 bei dem Rückgang des Vertheilungsschiebers V und werden durch ihn in ihre Schlußstellung gedrängt, d. h. sie werden gezwungen, den Dampfeinlaß der Kanäle K_1, bezw. K_2 abzuschneiden. Soll aber die Expansion eine veränderliche sein, so muß der Abschluß der Dampfkanäle früher oder später erfolgen können, und es muß infolgedessen auch möglich sein, den Hubfänger H verlängern oder verkürzen zu können. Um nun die Länge des Hubfängers H auf einfache Weise veränderlich zu machen, verwendet Farcot als Hubfänger H eine unrunde Scheibe, die am Ende einer Spindel befestigt ist, welche den Schieberkasten von oben durchdringt und von Außen verstellt werden kann. Der Grundriß eines solchen Hubfängers ist in Fig. 583 und 584 dargestellt.

Nimmt er die in Fig. 583 gezeichnete Stellung ein, sodaß sein kleinster Durchmesser in die Bahn der Schleppschieber fällt, so werden diese so lange die Dampfeinlaßkanäle offen lassen, bis der Hubfänger H gegen den Anschlagstift s_1 oder s_2 der Schleppschieber E_1 oder E_2 trifft. Mit der weiteren Fortbewegung des Vertheilungsschiebers V wird der Schleppschieber E_1, bezw. E_2 zum Rückgang und Schluß der Dampfkanäle K_1, bezw. K_2 gezwungen werden. Nimmt der Hubfänger H die in Fig. 584 dargestellte Stellung ein, wobei sein größter Durchmesser in die Bewegungsrichtung der Schleppschieber fällt, so werden diese wesentlich früher zum Rückgang und und Abschluß der Dampfkanäle gezwungen, da die Stifte s_1, bezw. s_2 schon früher gegen den Hubfänger treffen, und die Maschine wird mit kleinerer Füllung und größerer Expansion arbeiten. Alle Zwischenlagen aber, welche der Hubfänger H einnehmen kann, bedingen dem entsprechend eine andere Füllung des Cylinders und eine andere Expansion des Dampfes. Wird die Kurbel, welche die Spindel des Hubfängers dreht, von dem Regulator beeinflußt und verstellt, so wird auch die Expansion der Dampfmaschine dem entsprechend von dem Regulator direkt geregelt werden müssen.

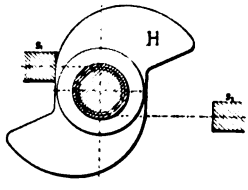


Fig. 583.

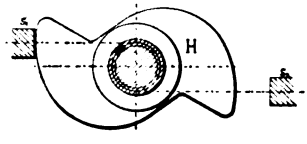


Fig. 584.

Die Farcot-Steuerung hat keine große Anwendung gefunden, weil sie durch das Anschlagen der Stifte ein stetiges Geräusch hervorruft, und weil die Anschläge einer starken Abnutzung unterworfen sind. Radinger*) sagt über die Anwendung von Farcot-Steuerungen für schnelllaufende Dampfmaschinen:

*) Prof. Radinger, „Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit".

„Farcot“ und ähnliche Knaggen sind bei den Schleuderwirkungen höherer Geschwindigkeit zu unverläßlich. Auch die meist excentrischen, d. i. nicht im Mittelpunkt der Massen und Widerstände angreifenden Anschläge sind verwerflich.“

Die Kolben-Schiebersteuerungen.

Das Bestreben, den Steuerschieber vollständig zu entlasten, könnte bei den Flachschiebersteuerungen schon deshalb nicht ganz durchgeführt werden, weil dann zu befürchten steht, daß diese Schieber bei ihrer Bewegung zu leicht von dem Schieberspiegel sich abheben. Eine vollständige Entlastung der Steuerung ist aber durchzuführen, wenn anstatt der Flachschieber Kolbenschieber zur Anwendung kommen. Eine solche Kolben-Schiebersteuerung ist in Fig. 585 dargestellt. Der Schieberkasten besteht ebenfalls aus einem Cylinder, in welchem die beiden Kolben V_1 und V_2 auf gemeinschaftlicher Schieberstange T befestigt sind. Die Kolben

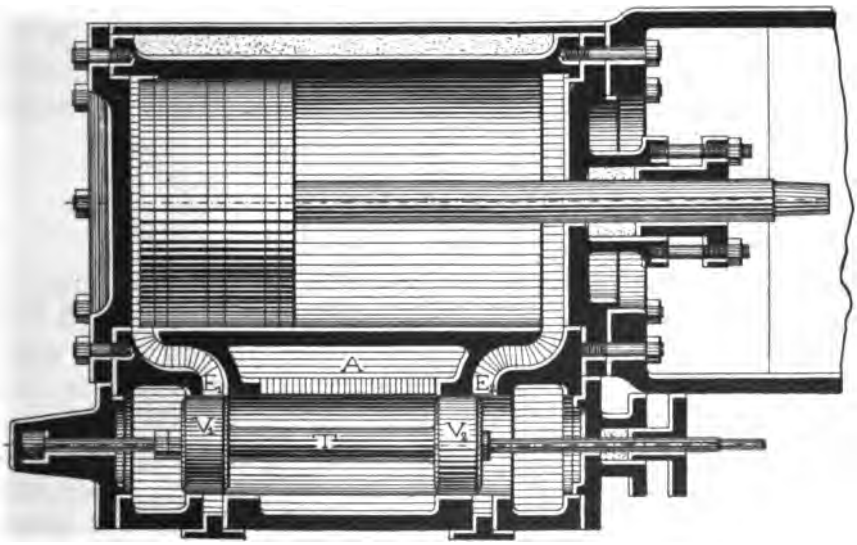


Fig. 585.

erhalten nur eine kurze Bewegung, groß genug, die Einlaßkanäle E_1, bezw. E_2 abzudecken und wieder freizugeben. Die Dampfauslaßöffnung A befindet sich zwischen beiden Kolben, während die Räume vor beiden Kolben dem Dampfeinlaß dienen. Es ist also zu beiden Seiten der Kolben der gleiche Druck vorhanden, und deshalb ist diese Steuerung vollständig entlastet. Bei der dargestellten Stellung tritt der frische Dampf in den Dampfeinlaßkanal E_2 ein, während auf der entgegengesetzten Seite der verbrauchte Dampf aus dem Dampfeinlaßkanal E_1 nach dem Auslaßkanal A abströmt.

Gewöhnlich werden die Kolbenschieber mit je einem Kolbenring aus Metall versehen. Mitunter läßt man auch durch eine feine Bohrung etwas Dampf hinter die Kolbenringe treten, um die Dichtung zu sichern.

Bei allen Vorzügen, welche die Kolben-Schiebersteuerung hat, ist die Abnutzung der Reibungsflächen ein Hinderungsgrund für ihre Einführung. Auch die schädlichen Räume für den Dampf fallen bei dieser Steuerung ziemlich groß aus, jedenfalls aber größer wie bei Schiebersteuerungen. Für schnelllaufende Maschinen eignen sich aber die Kolbenschieber wegen ihrer vollständigen Entlastung und der daraus sich ergebenden leichten Beweglichkeit. Ueber die Kolben-Schiebersteuerung bei derartigen Maschinen sagt Prof. Radinger*), daß sie bei allen ihren großen Vortheilen doch zwei Nachtheile haben, und zwar große, schädliche Räume und größerer Oelverbrauch. Die schädlichen Räume steigen bis zu 15% des vom Kolben durchlaufenen Raumes.

Ueber die Herstellung der Kolbenschieber sagt Prof. Reuleaux**): „Ihre beste Bauart würde immer noch die sein, zunächst den Schieber senkrecht gehen zu lassen und dann seine Kolben als geschlossene, ungetheilte Körper genau einzupassen, d. h. nach genauer Ausbohrung und Auspolirung der Kapsel die Kolben, indem man sie zwischen Spitzen laufen läßt, mit der Schmirgelscheibe so fertig stellt, daß sie $^1/_4$—$^1/_5$ mm weniger Durchmesser bekommen, als die Kapselhöhlung hat, gleichen Baustoff bei Kolben und Kapsel vorausgesetzt. Solche Kolbenschieber halten sehr lange."

Die Rund-Schiebersteuerungen.

Unter Rund-Schiebersteuerung wird eine solche verstanden, bei welcher der Schieber eine cylindrische Fläche bildet und gegen einen cylindrischen Schieberspiegel sich legt. Mitunter wird diesen Schiebern auch eine konische Form gegeben, damit man in der Lage ist, den Schieber gegen den Schieberspiegel nachzustellen, sobald er sich abgenutzt hat. Zur Anwendung kamen die Rund-Schiebersteuerungen zuerst durch den Amerikaner Corliß, welcher Ende der 40er Jahre eine Dampfmaschine mit zwei getrennten Dampfeinlaß- und zwei getrennten Dampfauslaßkanälen baute. Es werden dabei zur Steuerung dieser Maschine vier getrennte Rundschieber benutzt, die einseitig aufliegen.

Eine Rund-Schiebersteuerung von Corliß ist in Fig. 586 und 587 dargestellt. Der Dampfeinlaßkanal zweigt nach beiden Seiten bis zum Ende des Cylinders ab, wo besondere Schiebergehäuse G_1 und G_2 zur Aufnahme der Rundschieber R_1 und R_2 vorgesehen sind. Ebenso zweigt der Dampfauslaßkanal von den Gehäusen G_3 und G_4 ab, welche zur Aufnahme der Rundschieber R_3 und R_4 für den Dampfauslaß dienen.

---

*) Prof. Radinger, „Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit".

**) Prof. Reuleaux, „Der Constructeur".

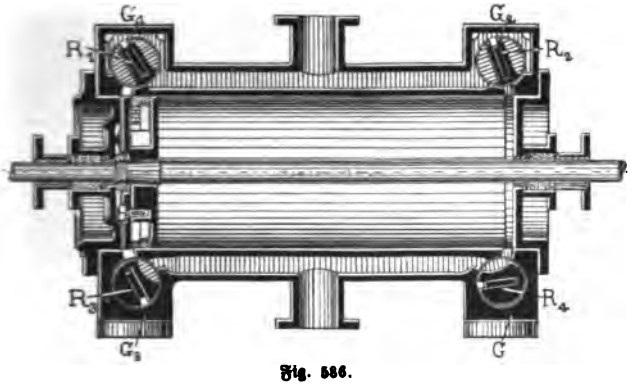


Fig. 586.

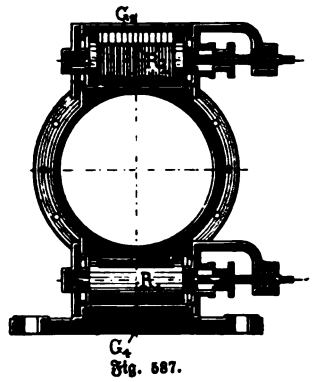


Fig. 587.

In Fig. 588 und 589 ist ein Einlaßschieber, in Fig. 590 und 591 ein Auslaßschieber besonders dargestellt. Jeder Rundschieber bildet einen cylindrischen Körper, der auf einer Achse lose aufgeschoben ist, von welcher er seine Drehung erhalten kann. Die Achse ist zwischen ihren Drehzapfen rechteckig gestaltet und legt sich mit ihrem rechteckigen Ansatz in einen Ausschnitt des Rundschiebers ein. Bei dem Einlaßschieber Fig. 588 und 589 bildet der schmale Streifen 1 1 des Mantels

Fig. 588.

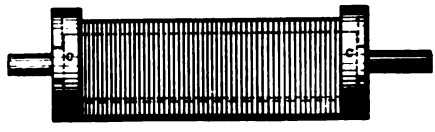


Fig. 589.

Fig. 590.

Fig. 591.

die Dichtungsfläche, während bei dem Auslaßschieber Fig. 590 und 591 die entsprechende Dichtungsfläche durch das breitere Mantelstück 2 2 des cylindrischen Rundschiebers dargestellt ist. Mit ihren Dichtungsflächen liegen die Rundschieber auf den cylindrischen Spiegelflächen der Gehäuse G_1 bis G_4 auf. Während aber ihre Achsen — wie Fig. 586 und 587 erkennen lassen — in Stopfbüchsen lagern, gestattet die Art der Verbindung zwischen den Rundschiebern und deren Achsen, daß erstere von dem Dampfdruck gegen ihre Schieberspiegel gedrückt und selbstthätig gedichtet werden. Diese Dichtung wird auch durch Abnutzung der Schieberflächen nicht gestört, ohne daß es dazu einer besonderen Nachstellvorrichtung bedarf.

Die Steuerung der Schieber kann eine sehr verschiedene sein. Bei allen Arten von Corliß-Steuerungen werden aber die Einlaßschieber nicht direkt bewegt. Es wird vielmehr — wie bei der in Fig. 592 und 593 wiedergegebenen Corliß-Maschine — durch die Excenterstange M einer Steuerscheibe S eine hin- und hergehende Bewegung ertheilt. An letztere greifen die Zugstangen z_1 und z_2 der Einlaßschieber durch Vermittelung der Auslösehebel h_1, bezw. h_2 indirekt und die Zugstangen z_3 und z_4 der Auslaßschieber direkt an. Die Auslösehebel h_1 und h_2 machen durch Vermittelung der Gelenkstangen g_1 und g_2 die schwingende Bewegung

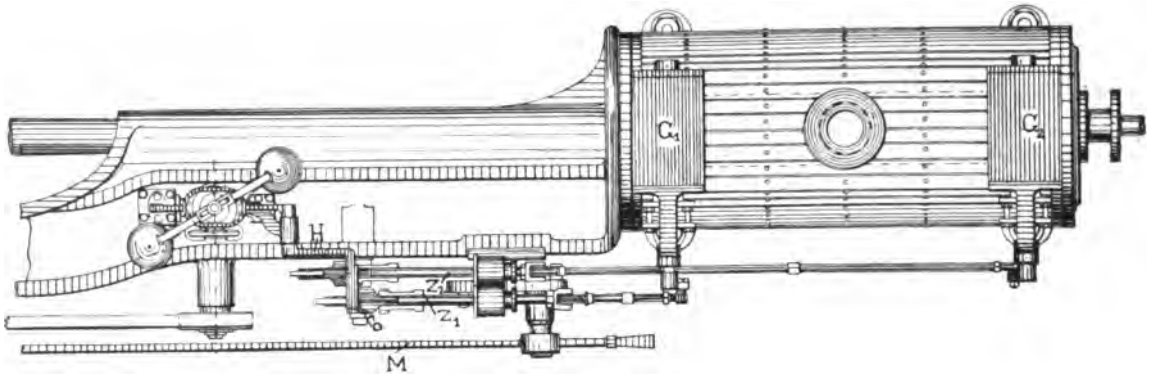


Fig. 592.

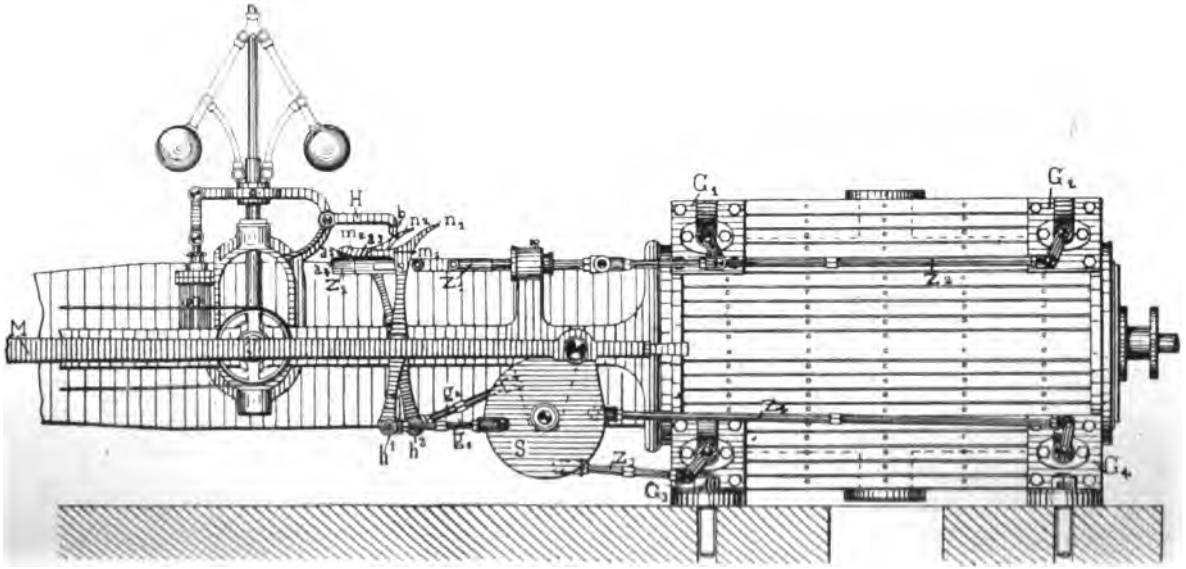


Fig. 593.

der Steuerſcheibe S mit. An den freien Enden der Auslöſehebel h_1 und h_2 ſind die Mitnehmer m_1, bezw. m_2 gelenkartig ſo angebracht, daß ſie bei der Bewegung der Auslöſehebel in die Zugſtangen z_1 und z_2 der Einlaßhebel ſich einhängen und dieſe mitnehmen. Dazu ſind die Mitnehmer m_1, bezw. m_2 mit den Stahlplättchen a_1, bezw. a_2 ausgerüſtet, die Zugſtangen mit den Stahlplättchen a_3, bezw. a_4.

In den Fig. 594 und 595 iſt der Auslöſehebel h_1 und die Zugſtange z_1 beſonders herausgezeichnet. Fig. 594 zeigt beide in Eingriff, wobei das Stahlplättchen a_1 des Auslöſehebels h_1 hinter das Stahlplättchen a_3 der Zugſtange z_1

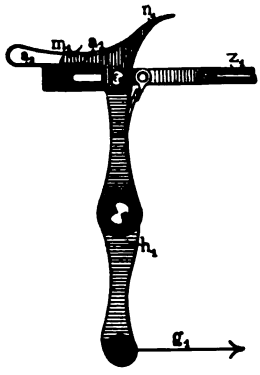


Fig. 594.

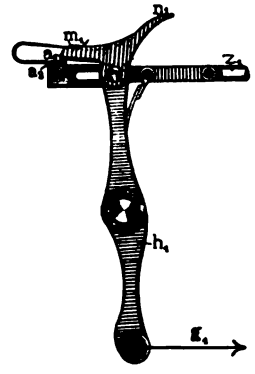


Fig. 595.

faßt. Bei der Stellung Fig. 595 ſind die Stahlplättchen a_1 und a_3 außer Eingriff gebracht. Dieſe Auslöſung erfolgt durch einen Anſchlag b — Fig. 593 —, gegen den die Naſen n_1, bezw. n_2 der Mitnehmer m_1, bezw. m_2 treffen. Sobald dies der Fall iſt, werden die Mitnehmer eine kleine Drehbewegung machen und die Verbindung zwiſchen ihnen und den Zugſtangen z_1 und z_2 ausgelöſt werden müſſen. Letztere nehmen, freigegeben, unter der Wirkung einer Feder oder eines Gewichtes ſofort die umgekehrte Bewegungsrichtung an und ſchließen die Einlaßſchieber plötzlich. Die Einlaßſchieber werden ſonach um ſo länger geöffnet ſein, je ſpäter die Naſen n_1, bezw. n_2 gegen den Anſchlag b treffen. Da letzterer an dem Ende eines Hebels H ſich befindet, der durch die Hülſenbewegung des Regulators auf- und niedergeführt wird, ſo iſt der Schluß der Einlaßventile von der jeweiligen Stellung der Regulatorhülſe abhängig gemacht. Auf dieſe Weiſe kann jeder beliebige Füllungsgrad von dem Regulator ſelbſtthätig eingeſtellt und in Folge deſſen ein ſehr gleichmäßiger Gang der Maſchine durch die Steuerung erzielt werden.

Ein Vorzug dieſer Drehſchieberſteuerung iſt es auch, daß die ſchädlichen Räume außerordentlich gering ſind, obgleich die Dampfeinſtrömkanäle ſehr weit ſein können. Auch das Schmieröl hält ſich in den Rundſchiebern beſſer, als in den Flachſchiebern anderer Steuerungsarten.

Eine andere Art der Corliß-Steuerung ist durch Fig. 596 wiedergegeben. Der äußere Steuerungsmechanismus wird von der Steuerscheibe S bethätigt, welche zwischen den vier Rundschiebern angeordnet ist, die als Einlaß- und Auslaßorgane dienen. Die Excenterstange M hält die Steuerscheibe S in schwingender

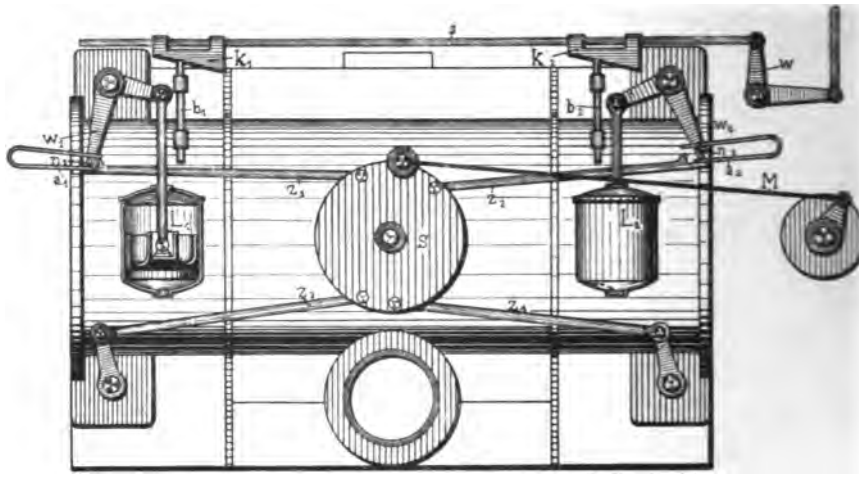


Fig. 596.

Bewegung. Auch hier ist die Verbindung zwischen den Zugstangen z_3 und z_4 der Auslaßschieber und der Steuerscheibe S eine unmittelbare, während die Zugstangen z_1 und z_2 mit den Drehachsen der Einlaßschieber in indirekter Verbindung stehen. Auf den Drehachsen der letzteren ist nämlich je ein Winkelhebel w_1, bezw. w_2 angebracht, der an seinem freien Ende einen Zapfen n_1, bezw. n_2 trägt. Ueber diesen greift das schleifenförmig gebogene, federnde Ende a_1, bezw. a_2 der Zugstangen z_1, bezw. z_2. Die Zapfen n_1, bezw. n_2 sind mit einem Ausschnitt versehen, in welchen die vordere Kante der Feder a_1, bezw. a_2 eingreifen kann, wie dies für die Feder a_1 in der Figur dargestellt ist. In dieser Stellung wird der Winkelhebel w_1 und damit der zugehörige Drehschieber mitgenommen und geöffnet. Bei der schwingenden Bewegung der Zugstange z_1 trifft diese schließlich auf das Ende der Hemmstange b_1, welche senkrecht verschiebbar gelagert ist. Sobald dies der Fall ist, wird sie in ihrer weiteren Bewegung gehindert, die Verbindung der Feder a_1 mit dem Bolzen n_1 wird gelöst, und der Winkelhebel w_1 schwingt freigegeben unter der Wirkung einer Feder oder eines Gewichtes in seine Schlußstellung zurück. Die Stellung der einzelnen Steuerungstheile nach erfolgter Auslösung ist auf der gegenüberliegenden Seite dargestellt. Die Hemmstangen b_1, bezw. b_2 können durch Verschiebung der Keile k_1, bezw. k_2 ihrer Höhe nach eingestellt werden. Je nachdem die Stange s, auf welcher die Keile befestigt sind, mehr oder weniger vorgeschoben wird, je nachdem müssen auch die Hemmstangen

mehr oder weniger niedergedrückt werden. Je tiefer sie stehen, desto früher lösen sie die Verbindung der Zugstangen z_1, bezw. z_2 mit den Winkelhebeln w_1, bezw. w_2 aus. In Folge dessen werden aber die Einlaßschieber sich auch früher schließen müssen und die Füllung des Cylinders wird eine geringere sein. Wird die Verstellung der Stange s mit den Keilen k_1 und k_2 von dem Regulator aus etwa durch den Winkelhebel w bewirkt, so wird damit die Füllung der Maschine von der Hülsenstellung des Regulators abhängig gemacht.

Die Winkelhebel w_1, bezw. w_2, welche die Achsen der Drehschieber verstellen, können auch anstatt durch Feder oder Gewicht von einem kleinen Luftpuffer L_1, bezw. L_2 in ihre Schlußstellung gedrückt werden. Ein solcher Luftpuffer wirkt in der Weise, daß mit der Oeffnung des Drehschiebers der Kolben der Luftpumpe angehoben und die Luft im Cylinder zusammendrückt wird. Wird der Kolben wieder freigegeben, dann wirkt umgekehrt die Expansionskraft der zusammengepreßten Luft auf den Kolben ein und drängt diesen in seine Anfangsstellung wieder zurück.

Die Steuerung von Inglis & Spenzer, welche in Fig. 597 dargestellt ist, hat eine ähnliche Gesammtanordnung der Steuerungsorgane, wie die vorbesprochene Steuerung. Nur die Steuerungstheile für die Einlaßschieber sind

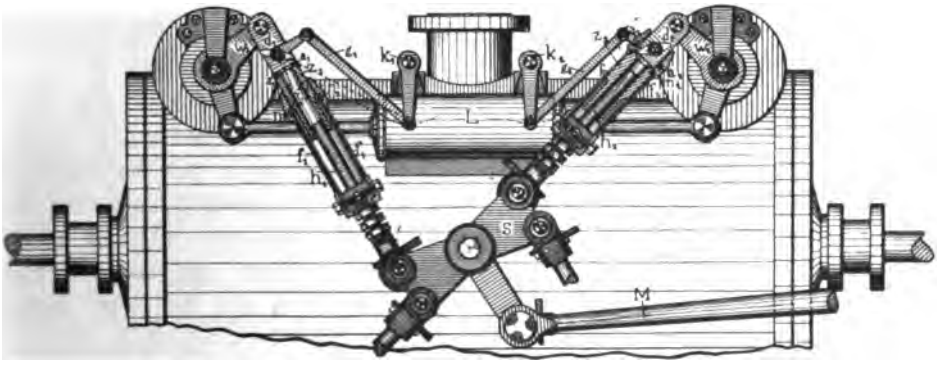


Fig. 597.

abwechselnder Art. An der Steuerscheibe S greifen die Zugstangen der Einlaßschieber gelenkartig an. Sie bestehen aber aus zwei Theilen z_1 h_1, bezw. z_2 h_2, welche sich über einander verschieben lassen. Die Theile h_1, bezw. h_2, die an der Steuerscheibe gelenkartig angehängt sind, führen sich mit ihren bolzenförmigen Enden in den hohlen Theilen z_1, bezw. z_2, welche an den Winkelhebeln w_1, bezw. w_2, von welchen die Rundschieber ihre Drehbewegung erhalten, angreifen. Beide Theile können durch Vermittelung zweier Blattfedern f_1 f_1, bezw. f_2 f_2 mit einander in Verbindung gebracht werden, sobald nämlich diese mit ihren Nasen n_1 n_1, bezw. n_2 n_2 hinter die Ansätze a_1 a_1, bezw. a_2 a_2 der Zugstangentheile z_1,

bezw. z_2 greifen. In der Figur 597 sind auf der einen Seite der Steuerung die beiden Zugstangentheile h_1 und z_1 in dieser Weise verbunden dargestellt. Auf der anderen Seite haben die Blattfedern f_2 f_2 mit ihren Nasen n_2 n_2 die Ansätze a_2 a_2 übergriffen, sodaß die beiden Zugstangentheile z_2 und h_2 mit einander verkuppelt sind. Schwingt nunmehr die Steuerscheibe S zurück, so wird auf der letzteren Seite durch die gekuppelte Zugstange z_2 h_2 der Winkelhebel w_2 mitgenommen und der betreffende Einlaßschieber geöffnet.

Um die Verbindung der beiden Zugstangentheile zu lösen und der Einlaßschieber freizugeben, ist an den Zugstangentheilen z_1, bezw. z_2 ein Daumen d_1, bezw. d_2 drehbar aufgehängt, der von dem Gelenkarm g_1, bezw. g_2 dadurch gesteuert wird, daß letzterer an dem Ende einer Kurbel k_1, bezw. k_2 einen festen Drehpunkt hat. Bei der Bewegung der Zugstangen werden also die Gelenkhebel g_1, bezw. g_2 ihre Lage ändern und die Daumen d_1, bezw. d_2 eine kleine Schwingbewegung machen müssen, wie die einpunktirte Stellung des Daumens d_1 und der zugehörigen Gelenkstange g_1 dies erkennen läßt. Durch diese Drehbewegung des Daumens d_1, bezw. d_2 werden aber, sobald die Zugstangen einen bestimmten Weg zurückgelegt haben, die Federn f_1 f_1, bezw. f_2 f_2 aus einander gedrückt und damit die Verbindung zwischen beiden Zugstangentheilen gelöst. Der Zeitpunkt, wann der Daumen d_1, bezw. d_2 eine solche Stellung einnimmt, daß er die Verbindung löst, ist von der Stellung der Kurbel k_1, bezw. k_2 abhängig. Die Bewegung der Kurbeln k_1 und k_2 kann schließlich in irgend einer Weise von der Hülsenbewegung des Regulators abhängig gemacht werden, sodaß die Regelung der Maschine selbstthätig erfolgt.

Die Steuerung von J. R. Fricart in Paris, welche in Fig. 598 wiedergegeben ist, unterscheidet sich von den vorgenannten Steuerungen durch die zwangsläufige Führung der Ausrückerklinken, von denen die Rundschieber für den Einlaß gesteuert werden. Die Steuerung ist für Füllungsgrade bis über 40 % zu verwenden, obgleich sie von einem Excenter bethätigt wird. Fricart erreicht dies dadurch, daß er der Ausrückerklinke eine doppelte Bewegung ertheilt und eine der beiden Bewegungen durch den Regulator direkt beeinflussen läßt.

Die Excenterstange M greift nicht direkt an der Steuerscheibe S an, sondern an einem pendelnd aufgehängten Arm b, der durch eine Gelenkstange c mit einem Arm der Steuerscheibe S verbunden ist. Die Auslaßschieber werden, wie üblich, durch die Zugstangen z_3 und z_4 bewegt. Die Zugstangen z_1 und z_2 zur Bewegung der Einlaßschieber greifen zunächst an den Enden eines zweiarmigen Hebels a_1, bezw. a_2 an, der auf der Achse des Einlaßschiebers lose drehbar aufgesetzt ist. Dagegen ist mit ihr ein zweiarmiger Hebel d_1, bezw. d_2 fest verbunden, der einerseits eine gehärtete Stahlplatte trägt, anderseits an der Kolbenstange der Luftpumpe L_1, bezw. L_2, welche auf den Schieberschluß wirkt, angehängt ist. Auf einem Zapfen des Doppelhebels a_1, bezw. a_2 lose drehbar ist eine kleine Kurbel f_1, bezw. f_2 aufgesetzt, welche die Ausrückerklinke e_1, bezw. e_2 trägt. Bei Schwingung der ersteren wird die letztere mit dem Ende des zweiarmigen Hebels d_1, bezw. d_2 in Eingriff gebracht. Die Ausrückerklinke e_1, bezw. e_2 erhält sonach eine [illegible]

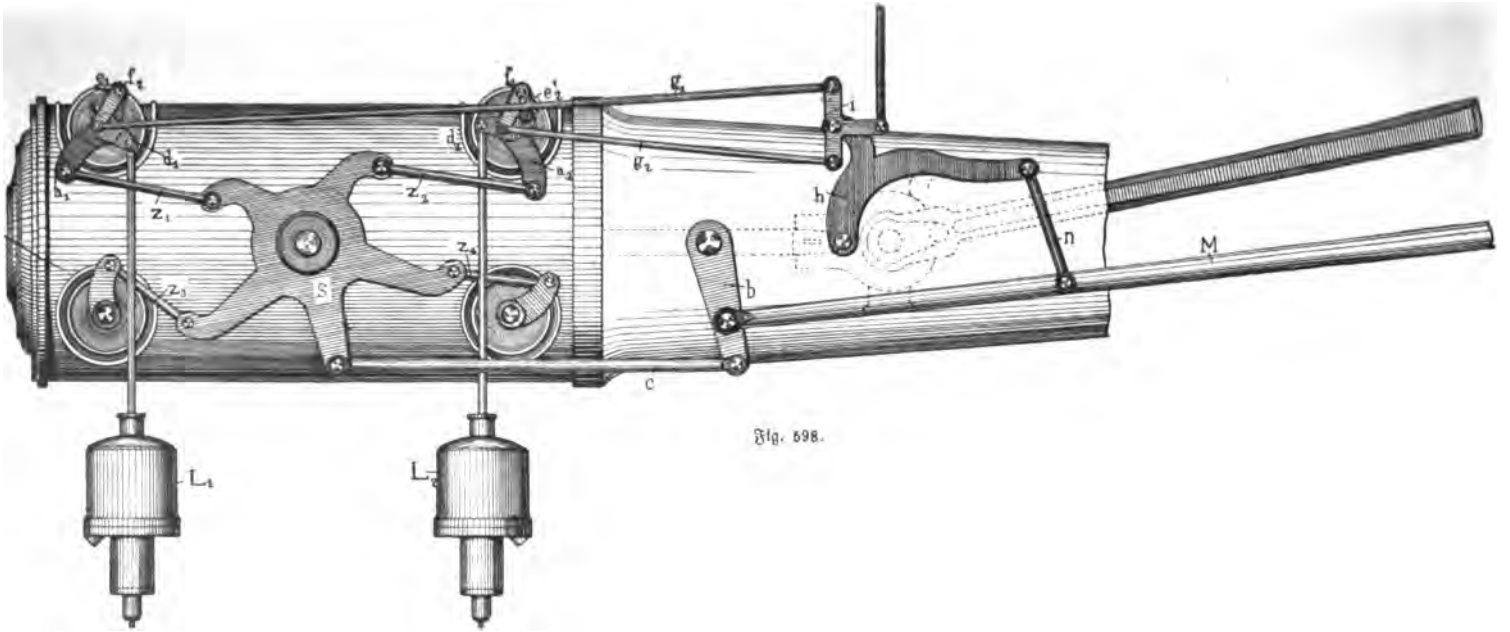


Fig. 598.

Bewegung, und zwar sowohl dadurch, daß der zweiarmige Hebel a_1, bezw. a_2 von den Zugstangen z_1, bezw. z_2 zu einer schwingenden Bewegung veranlaßt wird, als auch dadurch, daß die Kurbel f_1, bezw. f_2 um ihren Drehzapfen eine schwingende Bewegung erhält. Diese Bewegung wird ebenfalls von der Excenterstange M ausgeführt, indem letztere durch eine Schubstange n einen Winkelhebel h bewegt, der an seinem freien Ende einen dreiarmigen Hebel i trägt. Mittelst der Zugstangen g_1, bezw. g_2, die einerseits an den Kurbeln f_1, bezw. f_2 der Ausrückerklinke angreifen, anderseits an dem dreiarmigen Hebel i, wird den Kurbeln f_1, bezw. f_2 und damit den Ausrückerklinken e_1, bezw. e_2 eine zweite schwingende Bewegung ertheilt.

In Fig. 599 und 600 ist die Auslösevorrichtung in größerem Maaßstabe dargestellt. Bei der Kreisschwingung stößt die Ausrückerklinke e gegen das freie Ende des Hebelarmes d, nimmt diesen mit herum und öffnet den Einlaßschieber.

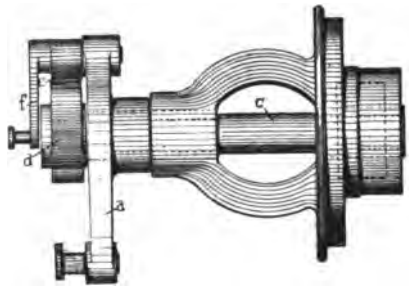


Fig. 599.

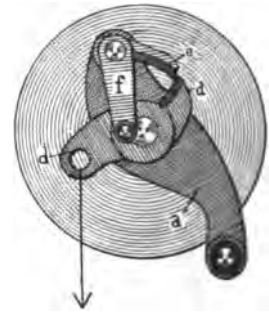


Fig. 600.

Dies dauert so lange, bis bei der gleichzeitigen Drehbewegung der Kurbel f und damit der Einrückerklinke e letztere den Hebel d freigiebt. Die Auslösung erfolgt früher oder später, wenn auf den dritten Arm des dreiarmigen Hebels i — Fig. 598 — der Regulator einwirkt. Je nach seiner Stellung wird der Kurbelzapfen der Kurbel f dem Mittelpunkt der Drehachse c für den Schieber genähert oder von ihm entfernt und dadurch die Ausrückerklinke e früher oder später zur Auslösung veranlaßt.

Die Ventilsteuerungen.

Anstatt der Rundschieber werden auch die Corliß-Maschinen mit Ventilen als Abschlußorgane versehen, und zwar mit zwei Einlaß- und zwei Auslaßventilen, von denen jedes in einem besonderen Gehäuse am Ende des Cylinders angeordnet ist. Die Ventile werden in ähnlicher Weise gesteuert, wie die Rundschieber der soeben besprochenen Steuerungen. Die verschiedenen Arten von Ventilsteuerungen unterscheiden sich unter einander auch nur nach ihren äußeren Steuerungsorganen. Die Einlaßventile läßt man entweder wie die Rundschieber unter Wirkung einer Feder oder eines Gewichtes sich plötzlich schließen oder sie werden auch zwangsläufig in die Schlußstellung geführt. Die selbstthätig schließenden Ventile haben den Nachtheil, daß sie auf den Ventilsitz hart aufsetzen und ihn dadurch schneller abnutzen als bei den zwangsläufigen Steuerungen, bei denen der Schluß der Ventile weniger scharf erfolgt. Um diesen Mangel der selbstthätigen Ventile möglichst zu mildern, wird ihnen eine geringe Hubhöhe gegeben und dadurch ihr Schlag verringert. Aus dem gleichen Grunde werden auch Doppelsitzventile angewendet, welche schon bei einem geringen Hub einen hinreichend freien Durchgang für den Dampf lassen.

Als Steuerungsorgane werden hauptsächlich zwei Arten von [illegible]: die Glockenventile und die Röhrenventile.

Ein doppelsitziges Glockenventil ist in Fig. 601 in geschlossenem und in Fig. 602 in geöffnetem Zustande dargestellt. Der glockenförmige Ventilkörper G ist an der Ventilstange aufgehängt, von der er geführt wird. Er übergreift den

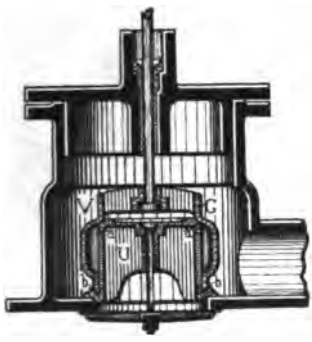


Fig. 601.

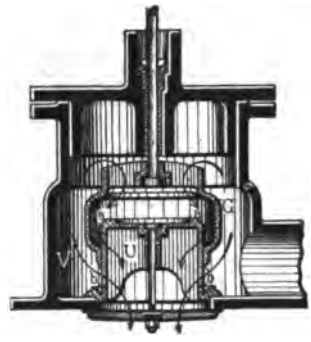


Fig. 602.

ebenfalls glockenförmigen Ventilsitz U, der auf dem Boden des gußeisernen Ventilgehäuses befestigt ist. Zwei konische Dichtungsflächen bei a a am oberen Rande des Ventilsitzes und b b am unteren desselben dienen dem Abschluß für das Ventil G. Die Durchgangsöffnungen sind am Ventilsitz angeordnet, sodaß der Dampf bei angehobenem Ventil — entsprechend Fig. 602 — gleichzeitig von Innen, wie von Außen in der Pfeilrichtung durch den Ventilkörper hindurchströmen kann. Das Ventil ist fast vollständig entlastet, weil bei geschlossenem Ventil der Dampf auf den ausgebauchten Ventilkörper sowohl von unten als von oben drückt.

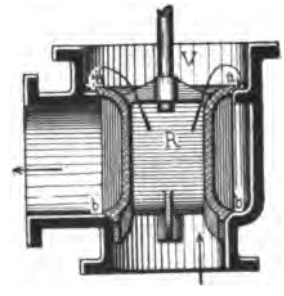


Fig. 603.

Ein Rohrventil ist in Fig. 603 dargestellt. Es besteht aus dem Ventilgehäuse V, innerhalb dessen das rohrförmige Ventil R an der Ventilstange bewegt werden kann. Der rohrförmige Ventilkörper ist oben und unten trichterförmig erweitert und setzt sich auf den konischen Sitzflächen a a und b b des Ventilgehäuses mit seinen erweiterten Enden auf. Der untere Ventilsitz ist von kleinerem Durchmesser, wie der obere, sodaß das Ventil von oben eingebracht werden kann. Der Dampf kann durch den Körper des Rohrventiles mitten hindurchtreten und strömt deshalb bei Oeffnung des Ventiles gleichzeitig über seinen oberen und unteren Rand aus.*)

*) Es heißt in Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik II, 2:

„Bedeutet bei einem Glocken- oder Röhrenventile etwa a den mittleren Durchmesser der beiden Sitzflächen, welche von einander nur wenig abweichen, und ist d der Durchmesser der

Ein Rohrventil nach Ausführung der Maschinenfabrik Hohenzollern in Düsseldorf-Grafenberg ist in Fig. 604 und 605 dargestellt. Der Ventilsitz besteht aus einem etagenartig aufgebauten Gußkörper, der durch Rippen und

Fig. 604.

Fig. 605.

Stege mit einander verbunden ist. Die Dichtungsstellen sind konisch abgedreht. Die Ventilspindel führt sich auch im Boden des Ventilgehäuses. Fig. 604 stellt ein Dampfeinlaßventil dar, Fig. 605 das zugehörige Dampfauslaßventil in umgekehrter Aufstellung. Bei letzterem ist der Ventilkörper durch Rippen besonders geführt.

Die Herstellung derartiger doppelsitziger Ventile erfordert eine sehr sorgfältige Arbeit, wenn die Dichtungsflächen gleichzeitig abschließen sollen. Damit durch den Einfluß der Wärme der Ventilsitz und das Ventil sich gleichmäßig ausdehnen, ist es gut, beide aus demselben Material zu machen.

Die Sulzer-Steuerung ist eine Ventilsteuerung, wie sie von der Maschinenfabrik Gebr. Sulzer in Winterthur (Schweiz) gebaut wird. Ihr Wesen geht aus der Zeichnung Fig. 606 hervor. Wie bei allen Corliß-Steuerungen sind die beiden Einlaß- und die beiden Auslaßventile getrennt an den Enden des Cylinders angeordnet. Die Figur stellt einen Schnitt durch den Cylinder C dar, und zwar an einem Ende desselben, sodaß das Ventilgehäuse G_1 für das Einlaßventil V_1 und das Ventilgehäuse G_3 des gegenüberliegenden Auslaßventiles V_3

---

zugehörigen Dampfleitungsrohre, so findet man die Erhebung x, welche dem Ventile zu geben ist, damit die Oeffnung gleich dem Querschnitte der Dampfleitung wird, aus der Gleichung:

$$2\,a\,\pi\,.\,x = \pi\,\frac{d^2}{4} \qquad \text{zu}$$

$$x = \frac{d^2}{8\,a},$$

und wenn etwa $a = d$ angenommen wird, zu

$$x = \frac{d}{8}.$$

geſchnitten erſcheinen. Die beiden Ventile V_1 und V_3 ſind doppelſitzige Rohrventile. Die Ventilſpindeln ſind in einem über dem Ventilgehäuſe angebrachten Aufſatz geführt und werden mittelſt der Schraubenfedern F_1 und F_3 in der Schlußſtellung gehalten.

Die äußere Steuerung unterſcheidet ſich von den bisher genannten Corliß-Steuerungen dadurch, daß die Auslöſehebel für die Einlaßventile auf einer beſtimmten Bahn geführt ſind, ebenſo wie die Mitnehmerhebel, die mit ihnen in

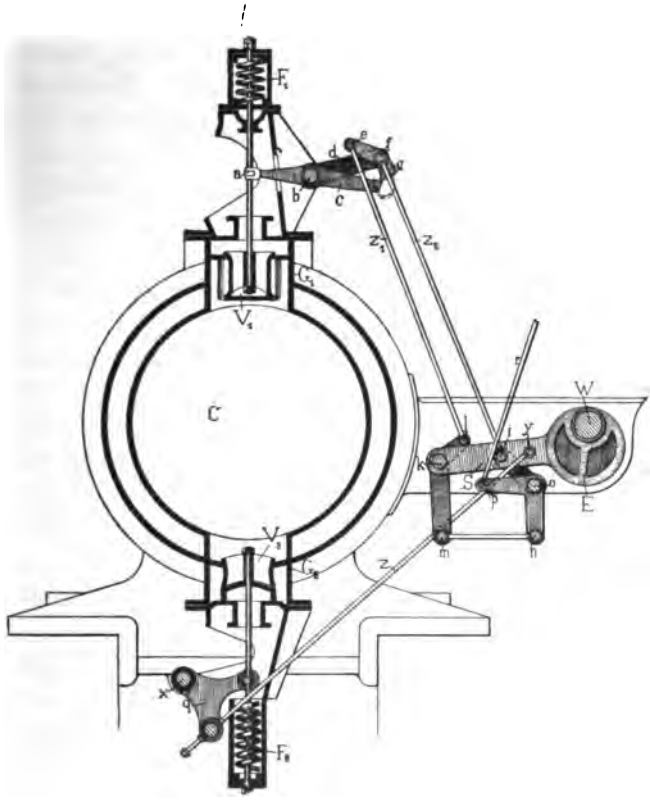


Fig. 606.

Eingriff kommen. Mittelſt Excenter wird die äußere Steuerung von der Steuerwelle W aus angetrieben, welche parallel zum Cylinder gelagert iſt. Die Steuerung des Einlaßventils V_1 geſchieht durch Vermittelung des zweiarmigen Hebels a b c, welcher bei b ſeinen Drehpunkt hat. Auf das Ende c dieſes Hebels wirkt das bogenförmig abgerundete Ende g des Doppelhebels e f g ein, der bei f drehbar an dem Ende eines Schwingarmes d angebracht iſt. Letzterer ſitzt auf derſelben Drehachſe mit dem Hebel a b c. In der gezeichneten Stellung kommen die Hebelenden c und g ſoeben in Eingriff. Bei einer Schwingung des Armes d

trifft das Hebelende g auf das Hebelende c und veranlaßt den Doppelhebel a b c zu einem Ausschlag, wodurch das Einlaßventil V_1 mitgenommen wird.

Wird der Hebelarm e f des Doppelhebels e f g durch die Zugstange z_1 niedergezogen, so kommt das Ende g außer Eingriff mit dem Ende c des Ventilhebels a b c, und beide Enden gehen bei einer Schwingung des Armes d frei an einander vorüber. Die Bewegung der Zugstangen z_1 und z_2 wird durch das Excenter E veranlaßt, an dessen Stange S bei i die Zugstange z_2 unmittelbar angreift. Die Zugstange z_1 greift an dem Ende l des Winkelhebels l k m an, der bei k an der Excenterstange S seinen Drehpunkt hat. Eine Gelenkstangenführung beeinflußt die Bewegung der Excenterstange S; sie stützt sich nämlich auf den Gelenkpunkt i des Schwingarmes i o, welcher bei o drehbar gelagert ist. Der Stützpunkt i des Schwingarmes macht sonach eine Kreisbogenbewegung um seinen Drehpunkt o herum. Die gleiche Bewegung macht die Zugstange z_2 und in Folge dessen auch das Hebelende g des Doppelhebels e f g mit. Endlich ist das Hebelende m des Winkelhebels l k m mittelst einer Gelenkstange m n dem Winkelhebel n o p angehängt, der auf der Achse o des Armes i o drehbar lagert. So lange der Punkt n seine Lage nicht verändert, legt, wenn die Excenterstange in Bewegung ist, Punkt m einen Kreisbogenweg um n zurück. Die zusammengesetzte Bewegung wird mittelst der Zugstange z_1 auf den Doppelhebel e f g übertragen, dessen Ende g alsdann den einpunktirten Weg zurücklegt. Es wird dabei das Hebelende g stets zu derselben Zeit das Hebelende c freigeben und das Einlaßventil V_1 unter Wirkung der Feder F_1 sich schließen, so lange der Schwingpunkt m der Gelenkstange m n nicht verlegt wird. Soll der Füllungsgrad verändert und das Einlaßventil zu einer anderen Zeit geschlossen werden, so ist nur nöthig, den Schwingpunkt m für die Gelenkstange m n und damit für den Winkelhebel l k m zu verlegen. Es geschieht dies von dem Regulator aus mittelst der Zugstange r, die am Ende p des Winkelhebels n o p angreift.

Das Auslaßventil V_2 wird durch Vermittelung des Winkelhebels q, der bei x seinen Drehpunkt hat, und der Zugstange z, welche bei y an der Excenterstange S einerseits und an dem Winkelhebel q anderseits angreift, gleichmäßig auf- und niederbewegt.

Derartige Ventilsteuerungen werden, weil die Einlaßventile unter Wirkung einer Feder freifallend sich schließen, auch als freifallende Ventilsteuerungen bezeichnet.

Der vorgenannten ähnlich ist auch die nachstehend beschriebene Ventilsteuerung von Rockstroh, welche von K. & Th. Möller, G. m. b. H., in Brackwede — entsprechend Fig. 607 — ausgeführt wird. Die Steuerwelle a wird von der Schwungradwelle aus angetrieben. Sie trägt zur Steuerung der vier Ventile je eine unrunde Daumenscheibe. Der Einlaßdaumen b ist bei beginnender Voreinströmung gezeichnet. Bei seiner Weiterdrehung wird der Hebel c d e, der sich mit der an seinem Ende c befindlichen Rolle auf den Umfang der Daumenscheibe aufstützt und durch Vermittelung der Feder h gegen denselben gedrückt wird, um den Punkt d in Schwingung gesetzt. Die Zugstange f

wird dabei niedergezogen und nimmt den Ventilhebel g mit, indem das mit der Schneide i versehene Ende desselben auf die Schneide i_1 des Ventilhebels g ein-

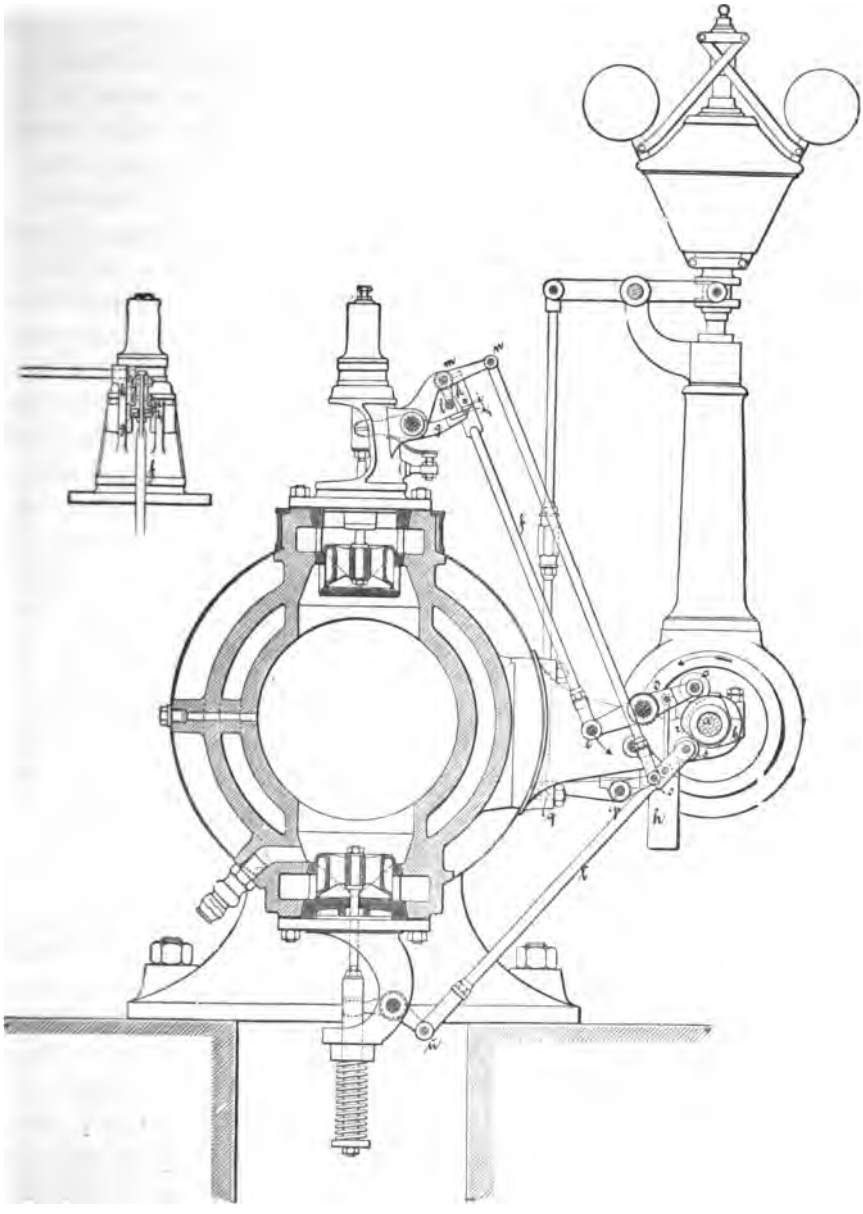


Fig. 607.

wirkt. Mit ihrem bogenförmigen Ende k legt sich die Zugstange f gegen die Rolle l des von dem Regulator beeinflußten Hebels l m und wird während ihrer Abwärtsbewegung zugleich auch nach auswärts geführt, bis schließlich ihre

Schneide i die Schneide des Ventilhebels g verläßt. Auf diese Weise ist die Zeit des Ventilschlusses von der Hülsenbewegung des Regulators abhängig gemacht.

Das Auslaßventil steuert die unrunde Daumenscheibe r, gegen deren Umfang die Rolle s der Zugstange t sich stützt.

Werden die unrunden Daumenscheiben, die zur Steuerung der Einlaßventile dienen, auf eine Strecke concentrisch zur Welle bearbeitet, so werden die Zugstangen f so lange in Ruhe bleiben, als die Rollen c über dieses Bogenstück hinweggleiten und damit werden auch die Schneiden i eine Zeit lang ruhen. Es soll dadurch der Stoßbewegung bei Berührung der Schneiden vorgebeugt und durch die Verkürzung des Daumens sollen die Ventile schneller angehoben werden.

Die Collmann-Steuerung, welche nach Ausführungen der Dampfschiffs- und Maschinenbauanstalt der Oesterr. Nordwest-Dampfschiffsfahrt-Gesellschaft in Dresden in Fig. 608 und 609 dargestellt ist, ist ebenfalls eine freifallende Ventilsteuerung. Um das Geräusch der freifallenden Einlaßventile zu verringern, werden bei ihr Flüssigkeitspuffer angewendet. Die Spindel V jedes Einlaßventiles ist dazu mit einem Kolben K verbunden, der sich in einem mit Oel gefüllten Cylinder C bewegt und der an seinem Umfange eine Reihe von Löchern a hat, die nach oben hin spitz zulaufen, wie dies in der Figur 609 besonders dargestellt ist. Das Ventil und der Kolben wird durch den Mechanismus der äußeren Steuerung mittelst des zweiarmigen Hebels G G angehoben, indem die Stützklinke S auf das freie Ende dieses Hebels einwirkt, wenn letzterer von dem Steuerexcenter bewegt wird. Dadurch gelangen die Löcher des Kolbens über die Cylinderkante i. Wird darauf die Stützklinke S, indem ihr freies Ende auf den Anschlag N trifft, außer Eingriff gebracht mit dem Hebel G G, so strömt bei dem unter der Federwirkung abwärts gehenden Ventile das in dem Raume unter dem Kolben eingeschlossene Oel ohne besonderen Widerstand durch die Löcher a hindurch. Das Ventil fällt in Folge dessen rasch herunter, bis die Cylinderkante i nur noch die Spitzen der Löcher a frei läßt und damit ein sanftes Aufsitzen des Ventiles herbeiführt. Gegenüber den mit Luftpuffern arbeitenden Ventilsteuerungen ergiebt sich eine für alle Füllungsgrade gleiche Schlußbewegung der Einlaßventile, die, da sie nur von der Gestaltung der Durchgangsöffnungen für das Oel im Cylinder C abhängig ist, gewissermaaßen als zwangläufig bezeichnet werden kann. Um die bisher unter dem Oelpuffer angeordnete Stopfbüchse in Wegfall zu bringen, tritt die Ventilspindel V durch eine über den Flüssigkeitsspiegel reichende Führung in den Cylinder C und ist hier an dem glockenartigen Aufsatze des Kolbens K befestigt. Die Maschine wird in der Weise regulirt, daß für jedes Einlaßventil die Gabel G früher oder später durch die Stützklinke S und den Anschlag N ausgelöst wird, der von dem Regulator aus mittelst der Spindel E eingestellt werden kann. Der Regulator sitzt auf der Steuerwelle und überträgt seine Bewegungen mittelst eines am Maschinenbalken drehbar gelagerten Doppelhebels auf die Spindel E. Ein wesentlicher Vorzug der Steuerung liegt darin, daß Rückwirkungen auf den Regulator vermieden sind.

Im Allgemeinen haben die freifallenden Ventilsteuerungen den Nachtheil, daß f[illegible] Kolbengeschwindigkeit nicht mehr sicher arbeiten und daß

namentlich der Schluß der Ventile unzuverläſſig erfolgt. Man iſt deshalb in letzter Zeit, wo Maſchinen mit hoher Kolbengeſchwindigkeit verlangt werden, dazu übergegangen, zwangsläufige Ventilſteuerungen zu bauen, alſo Steuerungen, bei

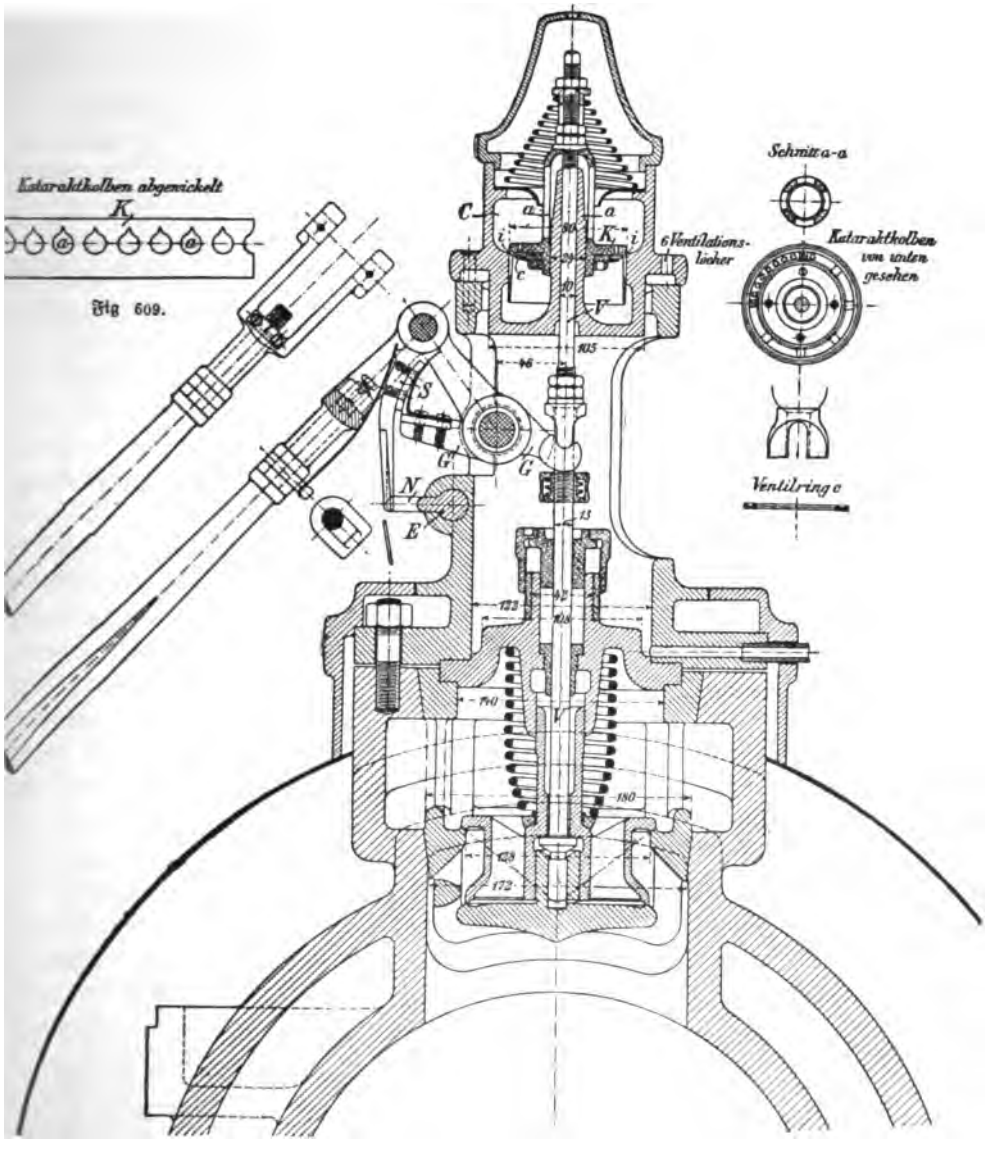


Fig. 608.

denen die Ventile ſowohl während des Oeffnens, als auch während des Schließens in ununterbrochenem Zuſammenhange mit dem Mechanismus der äußeren Steuerung bleiben. Nachſtehend ſollen einige derartige Ventilſteuerungen beſprochen werden.

Die Collmann-Steuerung für Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, wie sie Fig. 610*) wiedergiebt, ist ihrer Construction nach völlig abweichend von der vorbeschriebenen. Auf der Steuerwelle A sitzt das

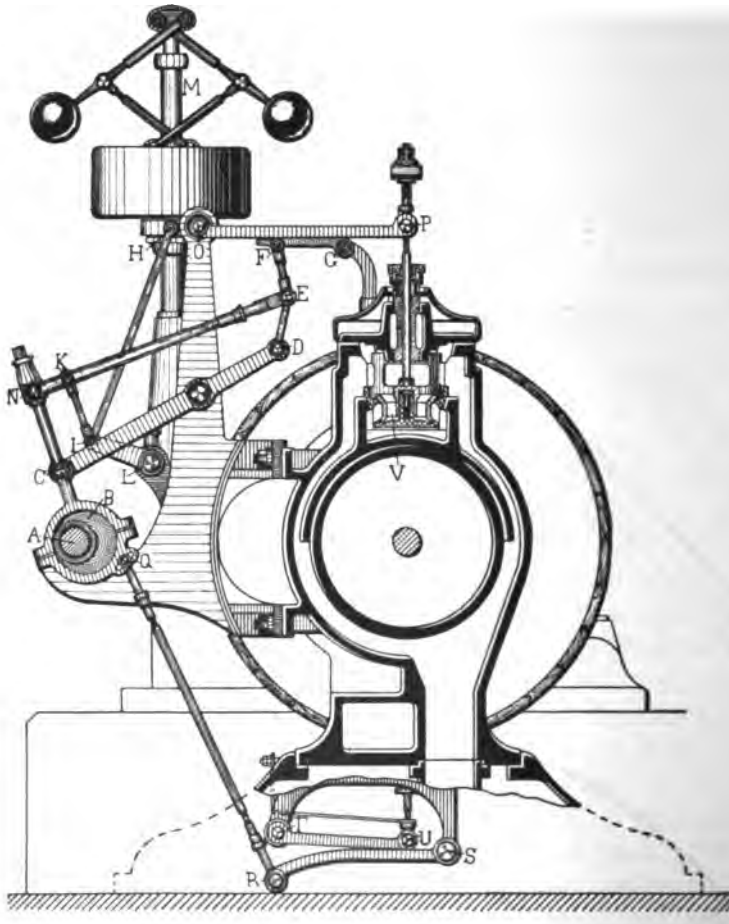


Fig. 610.

Excenter B, dessen kurze Stange schräg nach oben gerichtet ist. Von der Excenterstange wird der zweiarmige Hebel C D stetig bewegt, der an dem Maschinengestell drehbar angebracht ist. Dieser wirkt auf einen Kniehebel D E F ein, dessen freies Ende an dem Wälzhebel F G angreift. Die Excenterbewegung wird also durch den Hebel C D und den Kniehebel D E F auf den Wälzhebel F G übertragen. Auf diesem aber liegt der Einlaßventilhebel O P auf und muß die Bewegung mitmachen. Auf der Excenterstange ist die Muffe N verschieblich

*) Die Zeichnung und Beschreibung ist nach einem Aufsatz in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1899“ gemacht.

angeordnet und durch die Stange N E mit dem mittleren Gelenke des Kniehebels verbunden. Die Stange ſtützt ſich auf einen zweiten Kniehebel K I L, der an dem Maſchinengeſtell drehbar lagert und durch die Zugſtange H I an der Hülſe des Regulators M ſo aufgehängt iſt, daß durch ein Anſteigen der Hülſe dieſer Kniehebel geſtreckt wird. Es wird aber auch dadurch die Muffe N auf der Excenterſtange gehoben. Geſchieht dies, ſo drückt die Stange N E den Kniehebel D E F ſtärker durch, und der Punkt F ſenkt ſich zugleich mit dem Wälzhebel F G dementſprechend nieder. Je niedriger der Punkt F ſteht, deſto weniger wird der Ventilhebel O P, der auf dem Wälzhebel F G aufliegt, angehoben, und um ſo früher wird der Schluß des Einlaßventiles V erfolgen.

Die Bewegung des Auslaßventiles geſchieht in bekannter Weiſe von dem Excenter B und durch Vermittelung der Zugſtange Q R, die ebenfalls an einem Wälzhebel R S angreift; auf dieſen ſtützt ſich der Ventilhebel T U und macht deſſen Bewegung mit.

Collmann wendet bei ſeinen Steuerungen Blattfedern an. Er benutzt für beide Einlaßventile eine gemeinſame Blattfeder, welche auf einer Säule in der Mitte des Cylinders befeſtigt iſt. An ihren beiden Enden greifen die Spindeln der Einlaßventile an. Für die Auslaßventile iſt je eine beſondere Blattfeder benutzt.

Die Ventilſteuerung von Hunger iſt nach Ausführungen der Maſchinenfabrik Gritzner A.-G. in Durlach durch Fig. 611 wiedergegeben. Von der Steuerwelle aus, welche parallel zum Cylinder gelagert iſt, wird mittelſt des Excenters a und durch deſſen Stange d das Auslaßventil geſteuert. An einem Arme des Excenters iſt auf dem Gelenkbolzen p eine zweitheilige Druckſtange mit ihrem hohlen Untertheil f angebracht. In ihr verſchiebbar iſt eine cylindriſche Stange, die an ihrem oberen Ende einen Bolzen g trägt. Dieſer und damit auch die verſchiebbare Stange, an der er ſitzt, wird von einem bei o ſchwingend gelagerten Hebelarm n unterſtützt und in einer beſtimmten Lage gehalten. Erhält der untere Theil f dieſer zweitheiligen Druckſtange eine aufwärtsgehende Bewegung, bis ſein Anſchlag y gegen den Anſchlag x des verſchiebbaren Theiles trifft, ſo wird bei der Weiterbewegung der Druckſtange f der Winkelhebel h i, der ſich auf den Bolzen g ſtützt, zu einem Ausſchlag veranlaßt, und dieſe Bewegung wird durch den Winkelhebel l m auf das Einlaßventil übertragen. Die Schenkel i und l der beiden Winkelhebel ſind als ſogenannte Wälzhebel ausgebildet, d. h. ſie ſind bogenförmig ſo geſtaltet, daß ſie ſich auf einander abwälzen. Dadurch wird in dem Augenblicke der Ventilöffnung die Kraft an einem langen Hebelarm wirken, welcher ſich aber ſofort bedeutend verkleinert, ſobald das Ventil ein wenig angehoben iſt. Auf dieſe Weiſe erreicht man ein ruhiges Oeffnen des Ventiles bei geringem Kraftaufwand, ein längeres Offenhalten und ein ſanftes Niederſetzen des Ventiles in dem letzten Augenblick.

Um die Steuerung für alle Füllungsgrade benutzen zu können, iſt der Schenkel h des Winkelhebels h i nach einem Kreisbogen gekrümmt, deſſen Mittelpunkt in die Drehachſe o fällt, um welche der Stützarm n des Bolzens g ſich dreht, und welcher von dem Regulator aus ſelbſtthätig geſteuert wird. Je näher

der Bolzen g dem Drehpunkte des Winkelhebels h i gebracht wird, desto kleiner wird die Füllung sein. Der Regulator kann auch den Hebel n vollständig herausdrehen, sodaß der Bolzen g den Schenkel h freigiebt und das Oeffnen der

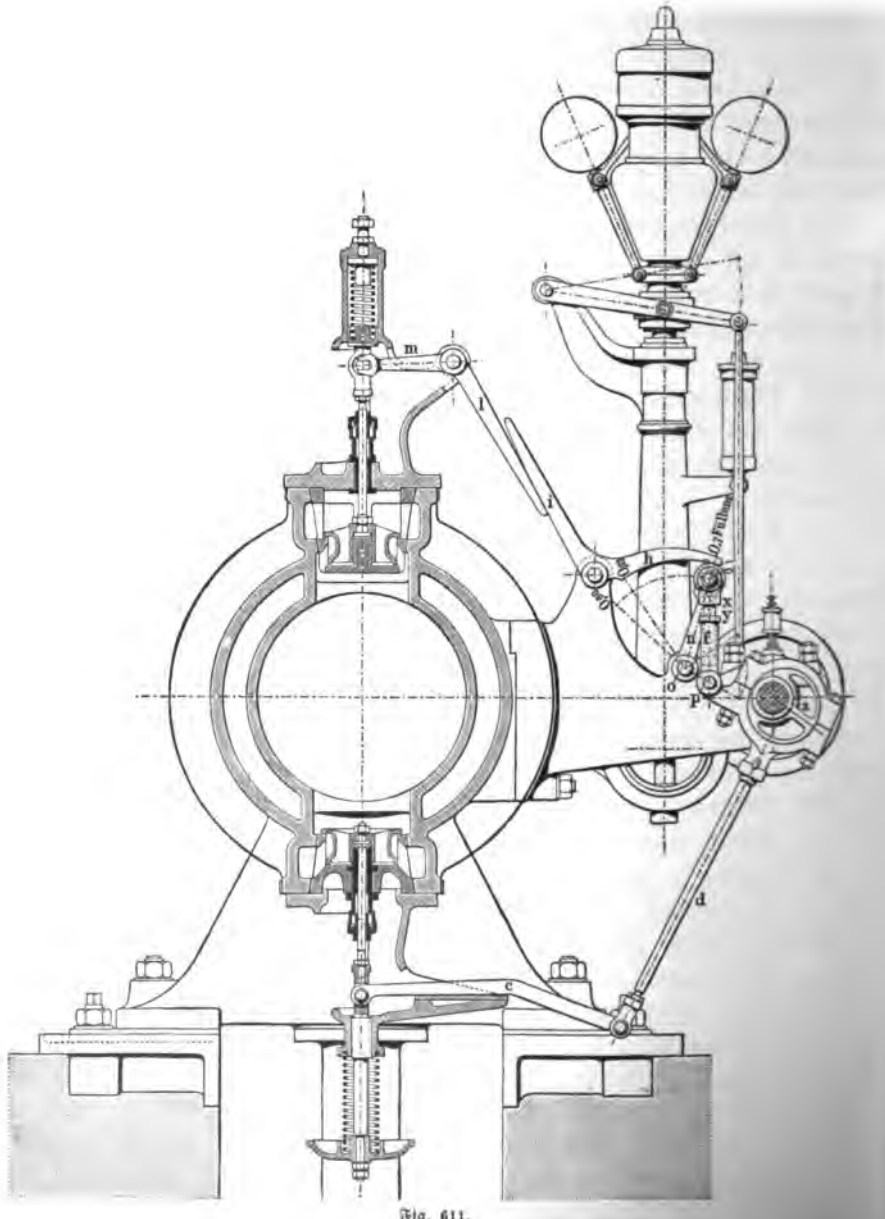


Fig. 611.

Einlaßventile verhindert. Es ist dies für den Fall von Interesse, wenn die Maschine beim Herabfallen des Hauptriemens oder aus einem anderen Grunde plötzlich durchgehen sollte.

Die ganze äußere Steuerung ist nur während des Anhebens der Einlaßventile in Thätigkeit, mit Ausnahme der Bolzen p und g, welche die Drehung der Maschine mitmachen. Die Ventile selbst sind aber in keinem Augenblicke freifallend, sondern stets zwangsläufig geführt.

Die Excenterstange d, welche das Auslaßventil bethätigt, wirkt nicht direkt auf dasselbe ein, sondern durch Vermittelung des Hebels c, der ebenfalls als Wälzhebel ausgeführt ist. Während der Ventilöffnung wälzt er sich auf einer sanft gekrümmten Bahn ab, wodurch im ersten Augenblicke ein langsames Anheben und darauf ein sehr rasches Oeffnen erfolgt. Nach erreichtem höchsten Hub wird der Ventilschluß sehr rasch eingeleitet, im letzten Augenblicke aber das Ventil sanft auf seinen Sitz niedergelassen.

Die Ventilsteuerung von Kliebisch ist nach Ausführungen der Cottbuser Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei A.-G. in Cottbus in Fig. 612 wiedergegeben. Die Steuerwelle W trägt für je ein Einlaß- und Auslaßventil ein Excenter E. Zur Steuerung des Einlaßventiles greift der um Punkt 2 schwingende zweiarmige Hebel 1 2 3 mit seinem Ende 1 an der Excenterstange an und überträgt seine Bewegung durch die Zugstange 3 4 und den Wälzhebel 4 5 auf das Einlaßventil. Der Drehpunkt 2 des Hebels 1 2 3 ist aber an dem Winkel 2 9 8 drehbar befestigt, von dessen Schenkeln der untere als Coulisse ausgebildet ist und von dem Regulator aus durch Verstellung des Coulissensteines verstellt wird. Anderseits ist der Stein durch den Gegenhebel 6 8 mit der Excenterstange verbunden. Sobald das Excenter in der Pfeilrichtung sich bewegt, wird der Gelenkpunkt 1 gehoben, gleichzeitig aber auch dem Winkelhebel durch den Gegenlenker 6 8 eine Drehung ertheilt, welche eine Senkung des Gelenkpunktes 2 zur Folge hat. Der Gelenkpunkt 3 wird sonach sowohl durch Aufwärtsbewegung des Punktes 1, wie durch Abwärtsbewegung des Punktes 2 herunterbewegt werden müssen und erhält deshalb eine beschleunigte Abwärtsbewegung.

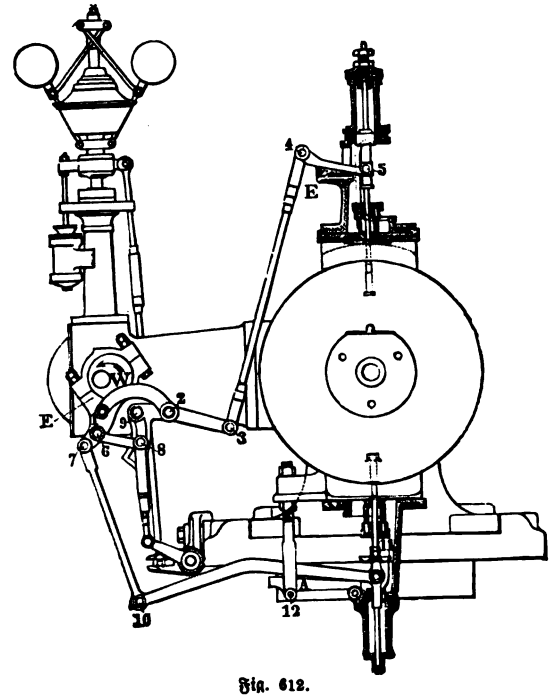


Fig. 612.

Das Auslaßventil empfängt von demselben Excenter E aus durch Vermittelung der Zugstange 7 10, die an einem Wälzhebel des Ventiles angreift, eine gleichmäßige Bewegung.

Die Ventilsteuerung von Elsner ist nach Ausführung der Maschinenfabrik von Rich. Raupach in Görlitz in Fig. 613 dargestellt. Von der Steuerwelle a aus wird für die Einlaßventile je ein Excenter bewegt. Die Excenterscheibe c eines der beiden Excenter ist mit einem Schlitz versehen, innerhalb dessen der Gleitstein b verschiebbar angebracht ist, der die Steuerwelle a

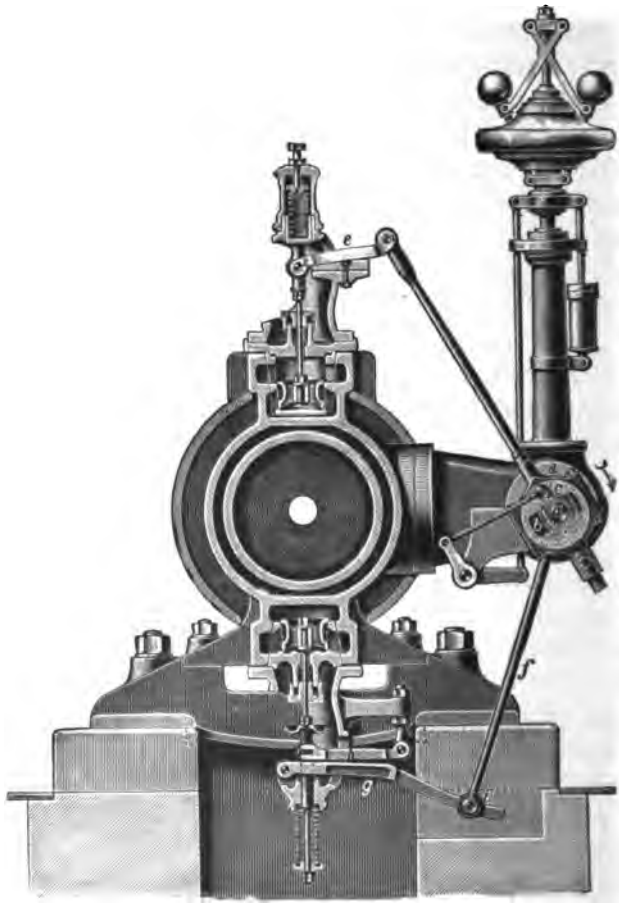


Fig. 613.

umfaßt. Das Excenter c ist sonach auf seinem Gleitstein b verschiebbar und in Folge dessen ist seine Excentricität veränderlich gemacht. Mittelst der Excenterstange d, die an dem Gelenkpunkt 1 des Wälzhebels e angreift, wird das Einlaßventil gesteuert, welches an dem Gelenkpunkt 2 des Wälzhebels aufgehängt ist. Die jeweilige Lage der Excenterscheibe c zu der Steuerwelle a wird von dem Regulator beeinflußt, der eine Steuerkurbel verstellt, die durch eine Gelenkstange mit der Excenterscheibe verbunden ist.

Die Auslaßventile werden von besonderen Excentern bewegt und zwar durch Vermittelung der Wälzhebel g und h, von denen der erstere mit der Excenterstange f in Gelenkverbindung steht.

Die Ventilsteuerung von Radovanovic ist nach Ausführungen der Maschinenfabrik von Gebr. Pfeiffer in Kaiserslautern in Fig. 614 dargestellt. Das auf der Steuerwelle befestigte Excenter wirkt, wie bei dem vor-

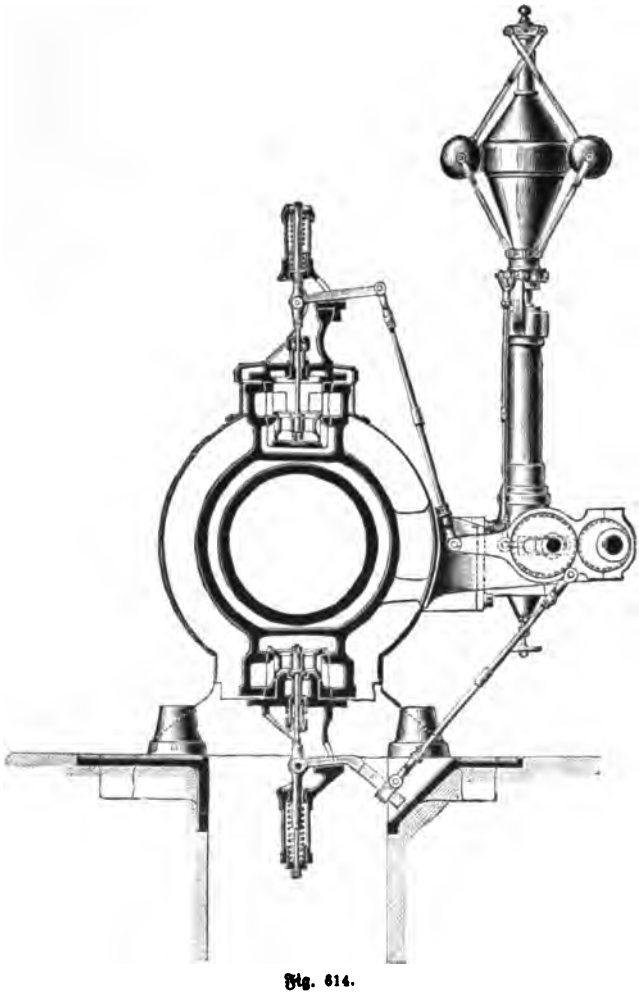


Fig. 614.

genannten Ventil, mittelst einer Zugstange auf einen Wälzhebel ein, der das Einlaßventil steuert. Die Excenterstange ist unmittelbar hinter dem Excenter so breit, daß sie eine Schlitzscheibe aufnehmen kann, die sie auch vollständig umgreift. In dem Schlitz dieser Scheibe lagert verschiebbar ein Gleitstein, der auf einer zur Steuerwelle parallelen Welle lose aufgesetzt ist, von welcher auch der Regulator seinen Antrieb erhält. Der Gleitstein kann auf diese Weise von dem Regulator so verstellt werden, daß seine Winkelstellung sich ändert. Je nach seiner Winkelstellung wird aber auch die Excenterstange einen anderen Weg beschreiben müssen, und dementsprechend wird das Einlaßventil früher oder später geschlossen. Die Bewegung des Dampfauslaßventiles erfolgt mittelst einer Zugstange, die gelenkartig

mit der Excenterstange verbunden ist und an einem Wälzhebel angreift, an dem das Auslaßventil hängt. Als Vorzug dieser Steuerung wird hervorgehoben, daß alle Kräfte in einer Ebene wirken, und daß deshalb die Abnutzung der äußeren Steuerungstheile eine geringere ist.

Die Wahl der Steuerungen.

Für die Frage, welche Steuerung in einem gegebenen Falle anzuwenden ist, lassen sich feste Regeln nicht aufstellen. Prof. Radinger*) sagt, daß es keine Steuerung giebt, welche alle wünschenswerthen Eigenschaften in sich vereinigt, welche einfach ist und völlig entlastet wirkt, sehr kleine schädliche Räume hat, für alle Füllungsgrade benutzt werden kann, ohne die Voreilung und die Kompression zu ändern, welche während des Ganges auf beliebige Geschwindigkeiten einstellbar ist und von dem Regulator sicher beeinflußt wird. Am ehesten zu erfüllen wäre der Wunsch, daß die Steuerung für alle Füllungsgrade benutzt werden kann, und dann, daß sie auf eine beliebige Geschwindigkeit während des Ganges eingestellt werden kann. Die höchste Empfindlichkeit der Regulatoren aber bei gleichzeitig größter Sparsamkeit an Dampfverbrauch sind unvereinbare Wünsche.

Die Cottbuser Maschinenbauanstalt und Eisengießerei A.-G. in Cottbus sagt bezüglich der Wahl der Steuerungen:

„Die Wahl der Steuerung, ob Ventil- oder Schiebersteuerung, hängt von der Größe der Maschine und dem Dampfdruck ab. Bei kleinen Maschinen bis 500 mm Hub wird die Ventilsteuerung im Vergleich zur Maschine zu theuer, bei großen Maschinen dagegen werden die Schieber sehr groß und unbequem und neigen zum Verziehen, dadurch zur Undichtigkeit."

„Der Vortheil der Ventilsteuerung liegt in den geringen schädlichen Räumen und in dem geringeren Kraftbedarf zur Bewegung der Steuerungstheile gegenüber der Schiebersteuerung. Bei der Schiebersteuerung lastet ein bedeutend größerer Druck auf dem Schieber, als auf dem Ventil, und hierdurch muß eine große Reibungsarbeit von dem Excenter direkt überwunden werden, welche um so größer wird, je höher der Dampfdruck ist. Die Ventilsteuerung hingegen überwindet den vollen Dampfdruck bei Beginn des Hubes durch große Hebelübersetzung, der Dampfgegendruck vermindert sich allmählich, bis er am Ende des Ventilhubes gleich Null wird. Ueberdies ist der Querschnitt der Ventilflächen sehr bedeutend kleiner als bei dem Schieber."

„Die Schiebersteuerung hat dagegen den Vortheil der größeren Einfachheit und Billigkeit."

Gegen die Anwendung von Ventilen für die Corliß-Steuerungen äußert sich Otto H. Mueller**) in Gmünden:

---

*) Prof. Radinger, „Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit".

**) Otto H. Mueller in Gmünden, „Zum Todestage von George Henry Corliß. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1889".

„Die Verfechter der Ventilmaschinen streichen die Druckloſigkeit des Ventiles ach dem Ausheben heraus. Das iſt einfach nicht wahr.“

„Ebenſo hinfällig iſt das Gerede von Zwangsläufigkeit, da der Schluß des entiles ebenſo wie beim Rundſchieber durch eine Feder oder dergleichen bewerkelligt werden muß. Ein gezwungener Schluß iſt beim Ventil überhaupt unreichbar, da dann ein Bruch erfolgen müßte, während der Corliß-Schieber uch bei verſagender Ausklinkung doch unbedingt rechtzeitig geſchloſſen wird.“

„Der ſchädliche Raum beträgt an einem und demſelben Cylinder bei Corliß ,8%, bei der beſten Ventilanordnung aber nicht unter 4%.“

„Für die Ventile wird größere Dampfdichtung gegenüber dem Rundſchieber ehauptet. Der Schieber macht ſeine Bahn ſich ſelber frei, falls Unreinigkeiten der fremde Körper hineingerathen, und zerſchneidet ſie nöthigenfalls an der Kante es Dampfkanales. Das Ventil hämmert ſie nur noch feſter in die Sitzfläche inein. Das Ventil eignet ſich alſo nur für ſehr reines Speiſewaſſer und trockenen Dampf, und dafür iſt bei den Paradeproben ſehr ſchön vorgeſorgt worden.“

„Die praktiſche, gute Führung des Rundſchiebers bietet nicht die mindeſten Schwierigkeiten, während alle Maſchinenfabriken bei den Ventilen ſchreckliches Lehrgeld bezahlen mußten, bevor ſie das richtige Befeſtigen des Sitzes, das Einſchleifen und das geeignete Material herausgefunden hatten.“

„Hat alſo das Ventil vor dem Rundſchieber gar nichts voraus in Bezug auf den Dampfverbrauch, ſo iſt dies noch weniger der Fall bezüglich der Dauerhaftigkeit.“

Dampfmaſchinenarten.

Die horizontale oder liegende Dampfmaſchine wird am meiſten benutzt, weil ſie vor den übrigen Aufſtellungsarten den Vorzug hat, daß alle Theile der Maſchine überſichtlich und leicht zugänglich ſind und dadurch die Bedienung eine leichtere wird. Auch können die Theile der liegenden Dampfmaſchine ſicherer gereinigt werden, die Maſchine hat aber ſchon deshalb einen ruhigeren Gang, als die ſtehende Dampfmaſchine. Als Nachtheile ſind hervorzuheben, daß die horizontalen Maſchinen weſentlich mehr Raum zu ihrer Aufſtellung beanſpruchen als die ſtehenden, und daß die Abnutzung aller gleitenden Theile durch das nach unten wirkende Gewicht derſelben eine größere iſt.

Die liegenden oder horizontalen Dampfmaſchinen.

Eine liegende Dampfmaſchine iſt in Fig. 615 bis 617 dargeſtellt. Auf dem Fundamentrahmen U von I-förmigem Querſchnitt ſind die einzelnen Theile — entſprechend Fig. 617 — aufgebaut. Die Maſchine iſt eine Eincylindermaſchine und hat eine Meyer'ſche Doppel-Schieberſteuerung. Der Cylinder B iſt mit Lappen verſehen, die gegen den Fundamentrahmen verſchraubt ſind. Seine Lage wird in der Längsrichtung durch Keile geſichert. Als Geradführung für den Kreuzkopf L dient eine Schlittenführung, wie wir ſie Band I, Seite 823 durch Fig. 1309 bis 1311 kennen gelernt haben. Das Kurbelwellenlager iſt

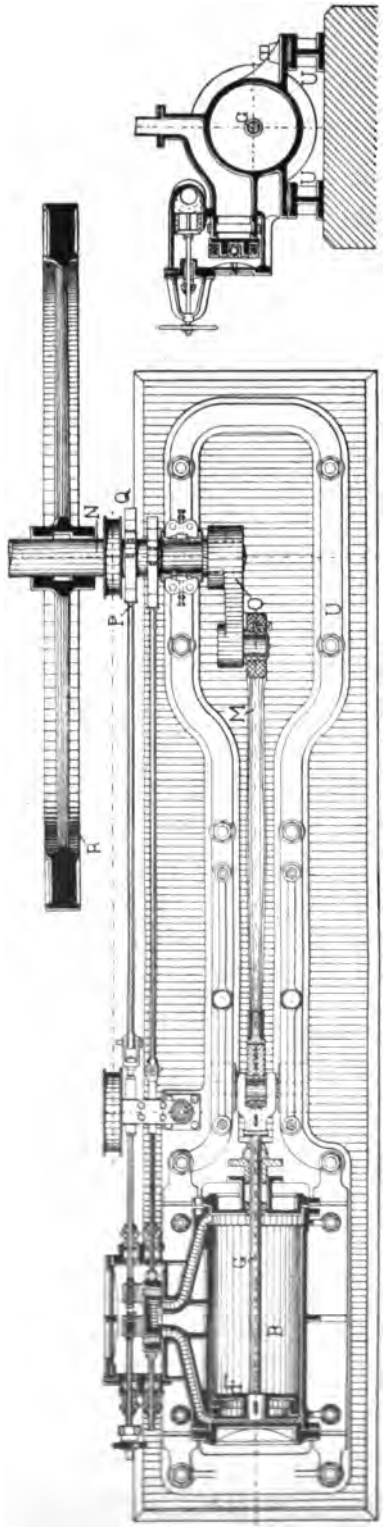
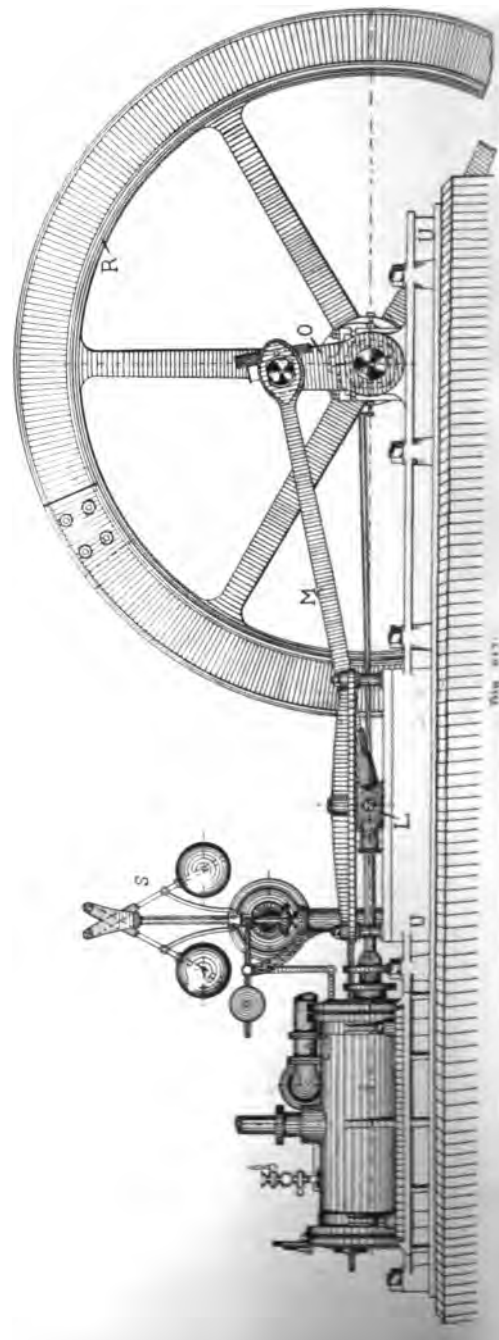


Fig. 615.

Fig. 616.



dem Fundamentrahmen angegossen. Auf der Kurbelwelle N sitzen außerhalb s Lagers zwei Excenter P zur Steuerung der beiden Schieber, sowie die Riemenscheibe zum Antrieb des Regulators S und des Schwungrades R. Die Kolbenstange G führt sich in einer Stopfbüchse des Cylinderdeckels. Durch Vermittelung r Schubstange M ist die Kolbenstange an der Kurbel O angehängt. Der Regulator S ist auf einem besonderen Fundament neben der Maschine aufgestellt. r wirkt verstellend auf das Dampfabschlußorgan und zwar hier auf die Drosselappe ein, die kurz vor dem Absperrventil in die Dampfzuleitung eingeschaltet t. Die genaue Regulirung des Dampfverbrauches erfolgt durch die doppelte Schieberſteuerung, wie sie Seite 485 besprochen wurde.

Je näher man die Excenterstangen, welche man, wenn irgend möglich, als ngekröpft ausführt, an den Cylinder heranbringen kann, desto kürzer können die Dampfeinlaßkanäle sein, desto geringer also die schädlichen Räume. Es ist deshalb auch die Form des Rahmens der Maschine von Einfluß auf die schädlichen Räume. Bei der Dampfmaschine Fig. 615 bis 617 sind gerade Excenterstangen ur Anwendung gekommen, ohne daß die Dampfeinlaßkanäle zu lang werden. Bei niedrigem Rahmenbau ist dies indessen oft nicht möglich.

Man läßt die Dampfmaschine möglichst in dem Sinne umlaufen, daß der Kreuzkopf gegen die unteren Gleitflächen seiner Gleitbahn gedrückt wird, weil adurch die Gleitbahn weniger leicht abgenutzt und die Kolbenstange um so ruhiger eführt wird. Immerhin werden nicht unerhebliche Reibungen zwischen dem Kreuzkopf und den Gleitbahnen auftreten. Sie werden aber um so weniger chädlich wirken, je näher die Gleitbahnen des Kreuzkopfes dem Cylinder liegen.

Eine liegende Dampfmaschine für Leistungen bis 12 Pferdestärken nach Ausführung der Maschinenfabrik von R. Wolf in Magdeburg-Buckau ist n Fig. 618 dargestellt. Cylinder und Rahmen der Maschine sind aus einem

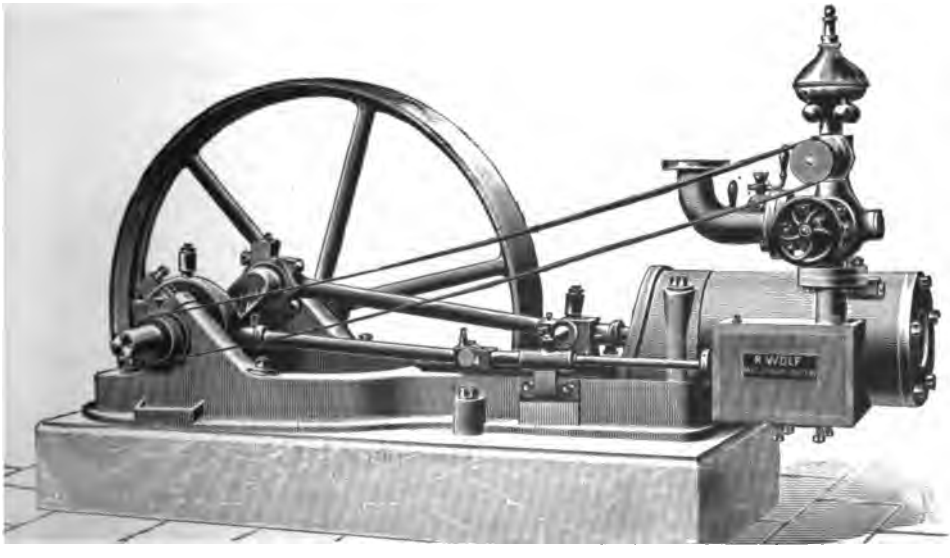


Fig. 618.

Stück gegossen, und der Hohlrahmen in seinem hinteren Theile gegabelt, um die beiden Kurbelwellenlager aufzunehmen. Diese sind an dem Rahmen direkt angegossen. Sie sind in schräger Richtung getheilt, weil alsdann die hauptsächlichste Beanspruchung der Welle durch die Schubstange in der Lagerrichtung erfolgt. Der Cylinder hängt frei über dem Rahmen hinaus und kann sich unter dem Einfluß der Wärme ungehindert ausdehnen.

Das Excenter, durch welches der einfache Muschelschieber bewegt wird, ist zwischen den Kurbelwellenlagern unmittelbar neben der Wellenkröpfung angeordnet und es konnte dadurch die Excenterstange gerade bleiben. Das Schwungrad ist außerhalb des Rahmens auf der Kurbelwelle befestigt. Ein Rohrstutzen, der an dem Schieberkasten angegossen ist, trägt das Dampfeinlaßventil und den auf diesem direkt aufgesetzten Regulator. Der Kreuzkopf führt sich auf einer ebenen einseitigen Gleitbahn, wie sie Band I, Seite 321 besprochen wurde.

Die reibenden Flächen zwischen Kolben und Cylinder sowohl, als zwischen Schieber und Schieberspiegel müssen gut geölt werden. Es geschieht dies entweder durch Schmiergefäße, die auf dem Cylinder und dem Schieberkasten angebracht werden, oder wie bei der dargestellten Dampfmaschine durch eine Schmiervorrichtung an dem Dampfeinlaßrohr, wobei der einströmende Dampf das Oel mitnimmt und den gleitenden Flächen zuführt. An der tiefsten Stelle des Schieberkastens und des Cylinders muß ein Hahn vorgesehen werden, damit das Condensationswasser, welches sich bilden sollte, abgelassen werden kann. Nicht nur beim Anlassen der Maschine, wenn alle Theile kalt sind, sondern auch während ihres Betriebes condensirt sich der Dampf an den Cylinderwandungen. Dadurch verringert sich die Nutzwirkung der Maschine. Man umkleidet deshalb die Maschine mit Wärmeschutzmasse und umgiebt den ganzen Cylinder, des besseren Aussehens halber, mit einem Blechmantel.

In der dargestellten Ausführungsform werden von der Fabrik die Maschinen bis 400 mm Kolbendurchmesser entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Leistung in effektiven Pferdekräften bei 0,5 Atm. Anfangsspannung		Umdrehungen in der Minute	1 Schwungrad	
normal	maximal (etwa 0,55 Füll.)		Durchmesser mm	Breite mm
4	6	140	1120	110
6	8	140	1230	135
8	11	135	1350	160
10	14	135	1410	160
12	18	130	1570	160

Für größere Maschinen kann der Gabelrahmen nicht mehr benutzt werden und es kommt meistens der Bajonett-Rahmen zur Anwendung. Fig. 619 zeigt eine Dampfmaschine mit Bajonett-Rahmen nach Ausführungen der Maschinenfabrik Grevenbroich in Grevenbroich. Der Bajonett-Rahmen ist zweimal unterstützt, und zwar an seinem vorderen Ende unmittelbar vor dem

Cylinder und an seinem hinteren Ende durch den Lagerbock für das Kurbelwellenlager. Der Dampfcylinder ist freihängend und gegen das vordere Ende

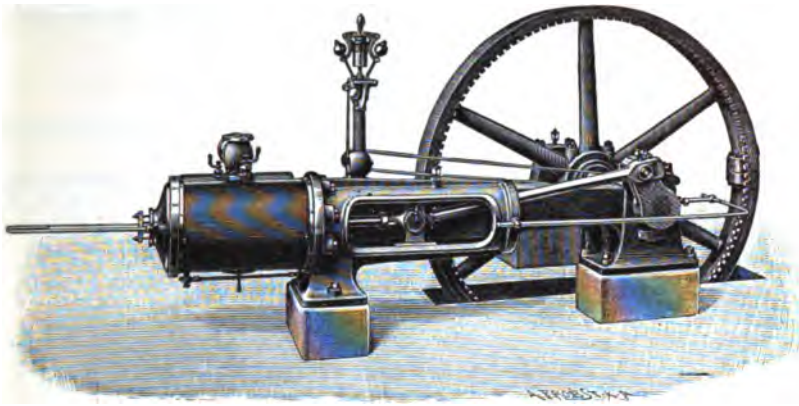


Fig. 619.

des Rahmens geschraubt. Diese Ausführung läßt sich indessen nur für Maschinen bis etwa 600 mm Hub durchführen. Bei größeren Maschinen muß der Cylinder besonders unterstützt sein. Der Theil des Bajonett-Rahmens der zur Rundführung des Kreuzkopfes dient, ist als durchbrochener Cylinder ausgeführt.

Eine Dampfmaschine für 600—800 mm Hub, wie sie die Maschinenfabrik

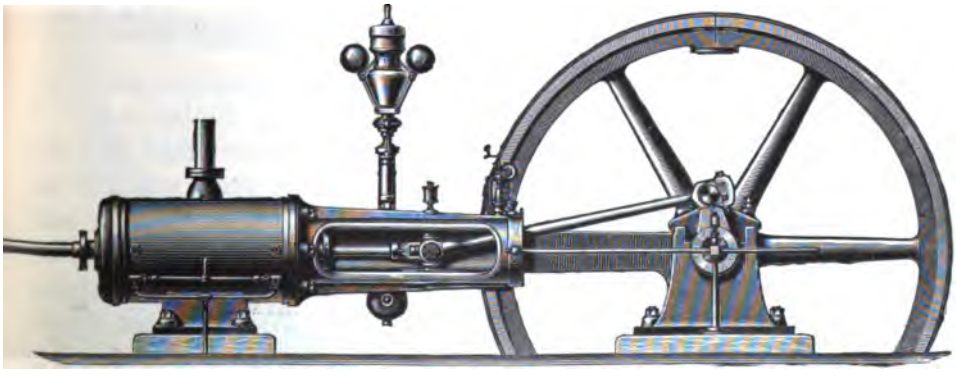


Fig. 620.

Gritzner A.-G. in Durlach baut, ist in Fig. 620 wiedergegeben. Der Bajonett-Rahmen ist nur auf der Lagerseite unterstützt. Sein vorderes Ende ist gegen

den Cylinder geschraubt, der auf einem kräftigen Fuß ruht. Bei dieser schwebenden Anordnung des Bajonett-Rahmens ist zu bedenken, daß mit größerer Länge des Rahmens, seine Unterstützung eine unzureichende werden kann. Es werden aus diesem Grunde diese Rahmen nur für einen Hub bis höchstens 800 mm gebaut. Die Fabrik führt diese Maschine in Größen aus, wie sie die nachstehende Tabelle ergiebt:

Cylinder-Durchmesser	Kolbenhub	Umdrehungen in der Minute	Leistung in effektiven Pferdestärken ohne Condensation		mit Condensation		Schwungrad-Durchmesser	Ungefähres Gewicht der completten Maschine ohne Condensation	Bedienungsraum im Minimum ohne Condensation		
			normal	maximal	normal	maximal			Länge	Breite	Höhe
mm	mm						mm	kg	m	m	m
150	300	180	9	18	10	20	1250	1200	3,5	2,0	2,5
175	300	180	12	24	13	27	1600	1600	3,5	2,0	2,5
200	400	140	15	31	16	37	2000	2600	4,2	2,5	2,5
225	400	140	20	42	22	46	2000	3000	4,2	2,5	2,5
250	500	120	25	53	26	60	2250	4000	5,5	2,7	2,5
300	600	100	37	76	37	91	2500	5500	6,0	3,0	2,8
350	700	86	53	110	56	130	3000	7800	6,5	3,2	2,8

Die in der Tabelle angegebenen Leistungen der Maschine verstehen sich für einen Anfangsdruck von 6 Atmosphären, und es ist dabei

für Maschinen ohne Condensation die Cylinderfüllung = 0,20,
für Maschinen mit Condensation = 0,15 angenommen.

Bei einem Hub von über 700 mm giebt man der Dampfmaschine drei Unterstützungen, wie die Fig. 621 dargestellte Dampfmaschine der Maschinenfabrik von Ernst Hertel in Leipzig zeigt. Der Bajonett-Rahmen erhält in seiner Mitte, und zwar zu Anfang der Geradführung noch einen Fuß, und auch der Cylinder ruht auf einem besonderen Untersatz. Die Festigkeit der Maschine wird durch die zweite Unterstützung des Rahmens wesentlich erhöht. Namentlich bei allen solchen Maschinen, welche stark beansprucht werden, sollte diese Unterstützung nicht fehlen, die gerade geeignet ist, den Druck des Kreuzkopfes in der Geradführung aufzunehmen.

Bei dieser Maschine, wie bei der vorgenannten, ist der Regulator auf dem Bajonett-Rahmen aufgesetzt.

Alle bisher besprochenen Dampfmaschinen sind Maschinen mit Schiebersteuerung und ohne Condensation, bei denen der verbrauchte Dampf direkt in's Freie entweicht.

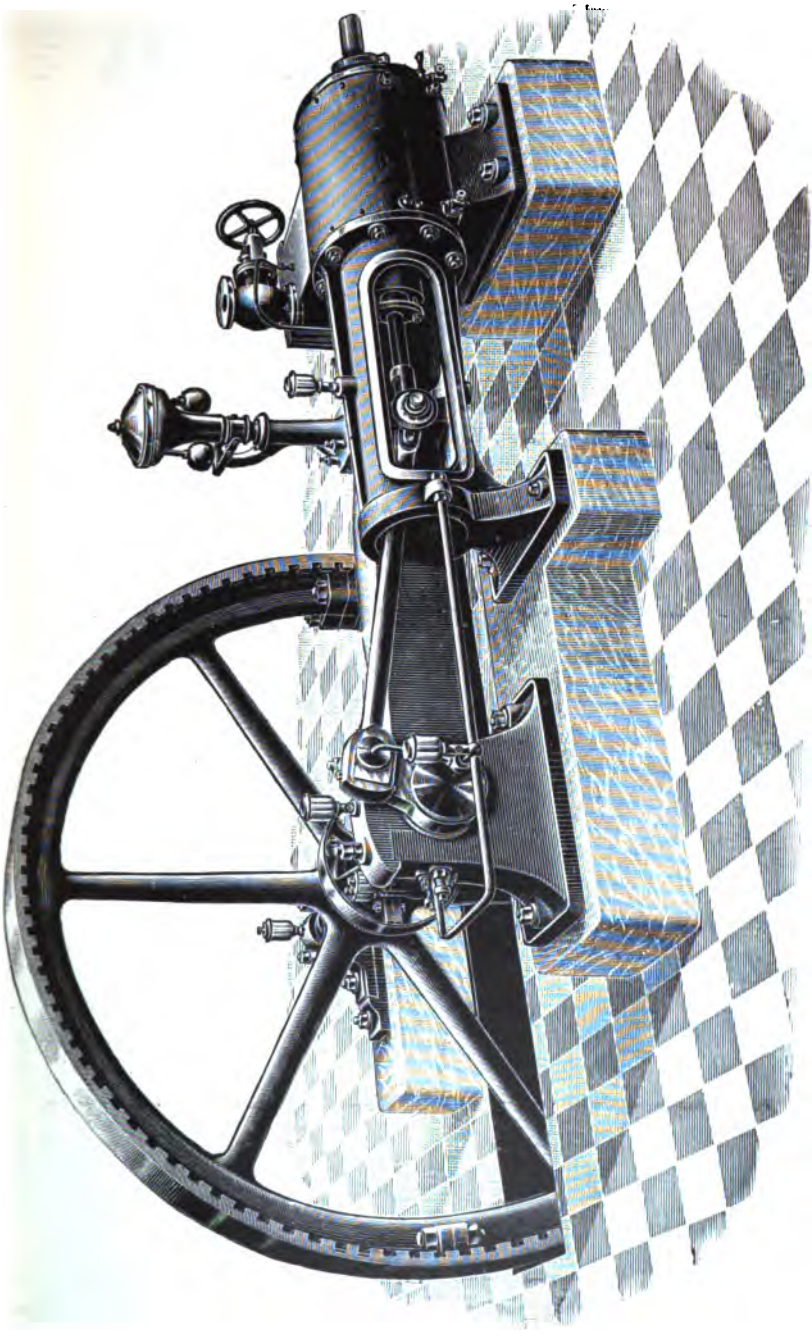


Fig. 621.

Fig. 622 stellt eine Maschine mit Ventilsteuerung und Condensation nach Ausführung der Maschinenfabrik von Richard Raupach in Görlitz dar. Der Bajonett-Rahmen liegt von dem Lager an bis zu seiner Mitte auf dem Fundament vollständig auf, und nur der cylindrische Theil desselben, der als Geradführung dient, ist schwebend ausgeführt und gegen den Dampfcylinder geschraubt. Letzterer ruht aber auf einem besonderen Fuß.

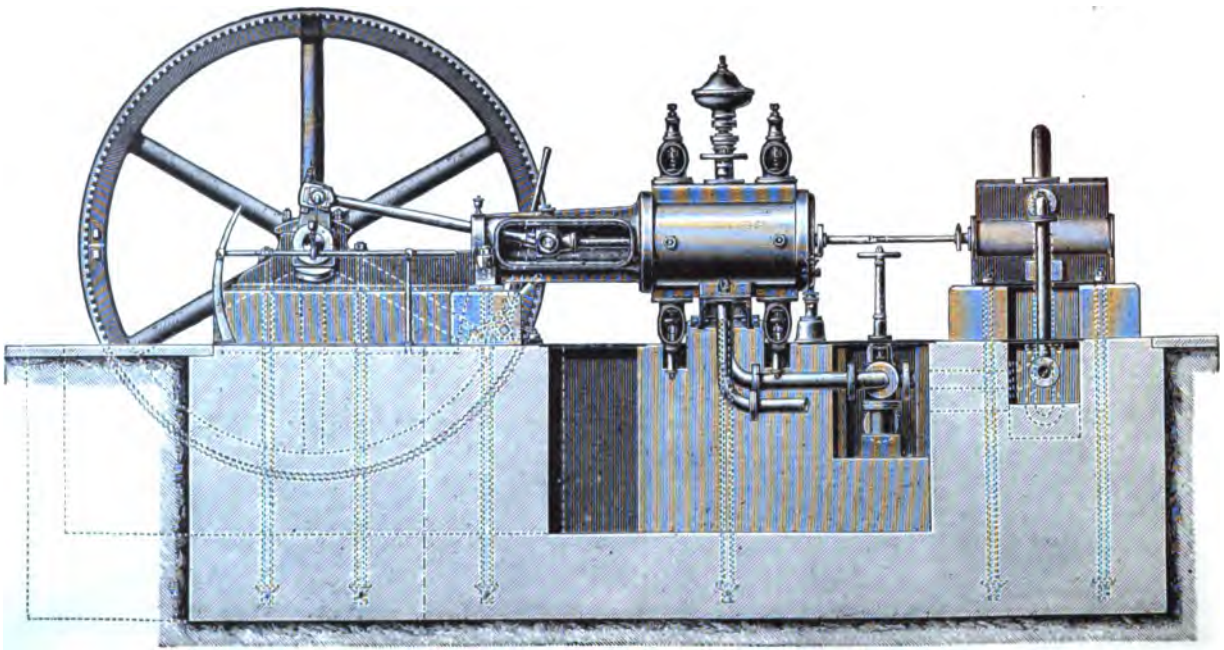


Fig. 622.

Vier Ventile, von denen zwei oberhalb und zwei unterhalb des Cylinders angeordnet sind, dienen zur Steuerung der Maschine. Die Kolbenstange ist nach hinten durch den Dampfmaschinencylinder hindurch geführt, sodaß sie zugleich als Kolbenstange für die Luftpumpe dienen kann, die zum Zwecke der Condensation auf einem besonderen Fundament hinter dem Cylinder aufgestellt ist. Die Rohre, welche zwischen dem Cylinder und der Luftpumpe in der Fundamentgrube liegen, sind die Condensationsrohre.

Als Steuerung dient die Elsner'sche Ventilsteuerung, die von der Kurbelwelle aus durch Kegelräderantrieb mittelst einer Steuerwelle in Thätigkeit gesetzt wird.

Eine eincylindrische liegende Dampfmaschine für Corlißsteuerung mit vier Drehschiebern, ist nach Ausführung der Maschinenfabrik von Escher, Wyß & Cie. in Zürich durch Fig. 623 dargestellt. Die Maschine hat einen Bajonett-Rahmen, wie er auch von Corliß zuerst benutzt wurde. Er ist am Lager und in der Mitte unterstützt und gegen den Cylinder geschraubt, der auf einem besonderen Fuß ruht. Jeder Cylinder besteht aus drei Theilen, und zwar aus dem Mittelstück, welches den eigentlichen Cylinder bildet, und den zwei Köpfen, die die Steuerungsorgane aufnehmen. Der eigentliche Cylinder wird von einem Hartgußrohr gebildet, das mit Dichtungsmittel in einen gußeisernen Mantel so eingesetzt ist, daß ein Hohlraum zwischen beiden sich bildet. In Letzteren läßt man Dampf eintreten und erwärmt auf diese Weise den inneren Cylinder derartig, daß der Betriebsdampf sich nicht abkühlen und condensiren kann. Man bezeichnet eine solche Einrichtung als Dampfhemd.

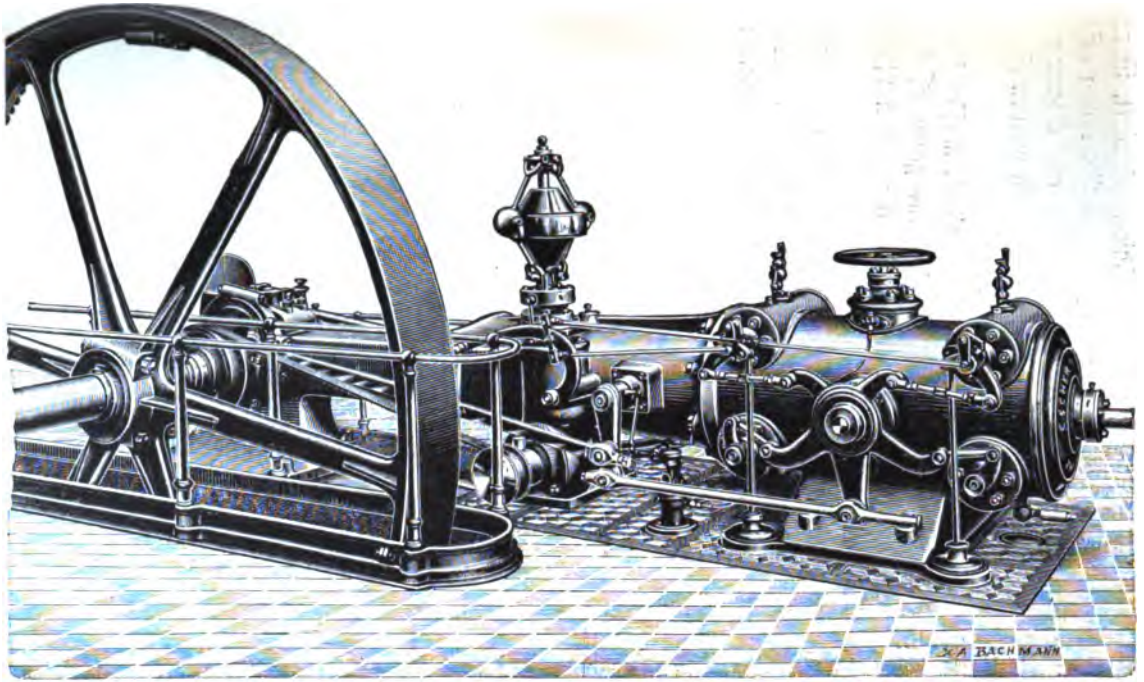


Fig. 623.

Ein Schnellläufer einfacher Construction ist der von Dörfel-Pröll. Ein solcher ist nach Ausführung der Dampfschiffs- und Maschinen-Bauanstalt der Oesterr. Nordwest-Dampfschifffahrts-Gesellschaft in Dresden durch Fig. 625 und 626 dargestellt. Die ganze Maschine ist sehr kurz gebaut.

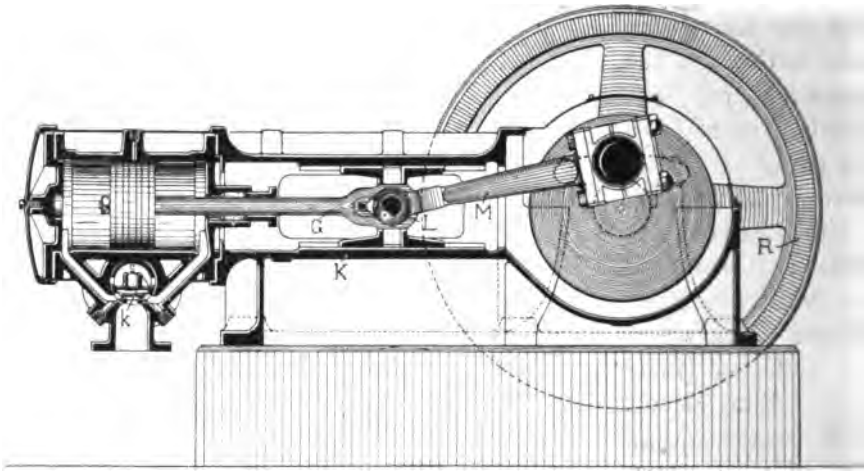


Fig. 625.

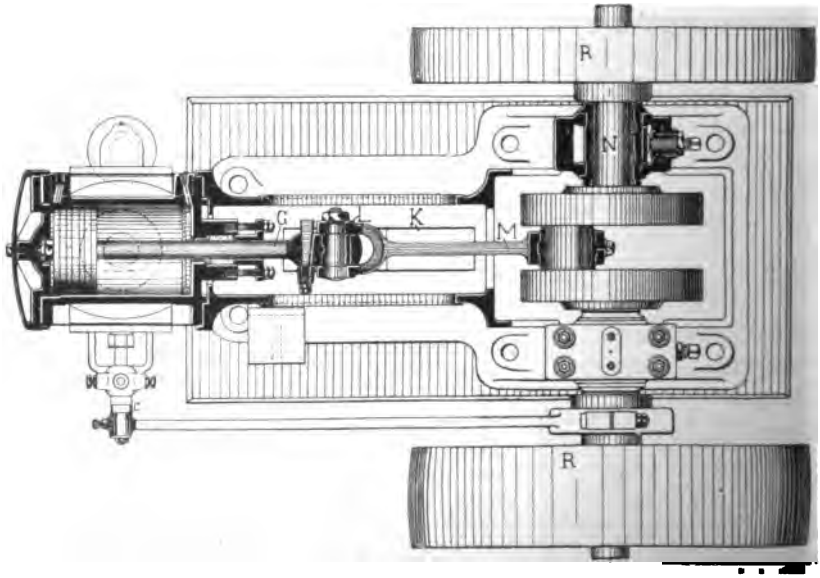


Fig. 626.

Als Geradführung für den Kreuzkopf L kommt eine Rundführung K zur Anwendung. Der Kreuzkopf selbst bildet mit der Kolbenstange G, welche an ihrem Ende [illegible] für den Kreuzkopfzapfen und die Zapfen für die Gleitschuhe des

Kreuzkopfes trägt, ein Stück. Der Kopf der Schubstange M ist gegabelt. Auf jedem der freien Enden der Kurbelwelle befindet sich ein Schwungrad R, von denen das eine einen Pröll'schen Achsenregulator — Seite 66 — aufnimmt. Die beiden Schenkel der Kröpfung der Kurbelwelle N sind scheibenförmig ausgebildet und die Kurbel mit einem Blechmantel umgeben, damit das Verspritzen von Oel vermieden wird.

Die Steuerung Fig. 627 zeigt einen Drehschieber s mit Trickkanal, d. h. der Drehschieber wird ähnlich wie der Trick'sche Kanalschieber — Band I, Seite 759 — von einem Kanal k quer durchsetzt. Angetrieben wird der Schieber von einer Excenterstange vermittelst einer Kurbel c.

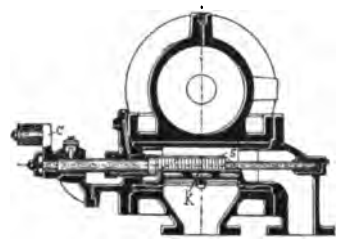


Fig. 627.

Diese Maschinen werden namentlich zum Betriebe von Dynamomaschinen, Centrifugalpumpen, Ventilatoren und dergleichen benutzt.

Will man eine größere Gleichförmigkeit des Ganges erzielen, als dies mit Eincylindermaschinen möglich ist, so wendet man Zwillingsmaschinen oder Verbundmaschinen an. Letztere werden nach der englischen Bezeichnung auch Compoundmaschinen (sprich: Compaund-) genannt. Bei beiden Maschinenarten wirken zwei oder mehrere getrennte Maschinen auf eine gemeinsame Kurbelwelle ein — Seite 462—464. Bei den Zwillingsmaschinen sind es zwei Hochdruckmaschinen, deren Cylinder mit Kesseldampf von gleicher Spannung gespeist werden, die ihre Leistung an eine gemeinsame Kurbelwelle abgeben. Die Verbundmaschinen setzen sich aus Maschinen von verschieden großem Cylinderdurchmesser zusammen. Der Kesseldampf wird nur dem Cylinder von kleinstem Durchmesser zugeführt und von diesem in den Cylinder von größerem Durchmesser fortgeleitet und so fort, sodaß er zuletzt den größten Cylinder verläßt. Der Dampf wird sonach im ersten Cylinder nur einen Theil seiner Kraft abgeben, von diesem Cylinder aber nicht in die Auspuffleitung entlassen, sondern in den nächst größeren Cylinder, wo er als Betriebsdampf von etwas geringerer Spannung arbeitet, als im vorhergehenden Cylinder. In dieser Weise wird der Dampf von einem zum anderen Cylinder fortschreitend immer mehr an Spannung verlieren.

Wegen ihres gleichmäßigen Ganges kann man bei Zwillings- und Verbundmaschinen ein leichteres Schwungrad benutzen. Mit Ausnahme der Kurbelwelle, dem Schwungrad und dem Regulator, sind aber bei diesen Maschinen alle Theile doppelt vorhanden. Angewendet werden diese Maschinenarten namentlich dort, wo es, wie bei den Spinnereien, auf einen sehr gleichförmigen Gang ankommt oder wie bei den Fördermaschinen auf ein schnelles Anlassen und Wiederanhalten der Maschine. Verwendet man für eine Zwillingsmaschine Bajonett-Rahmen, so muß einer derselben rechts, der andere links gebaut sein. Die Steuerungstheile und das Schwungrad bringt man dann zwischen beide Rahmen unter.

Der Steuerungsmechanismus, der auf die vier Drehschieber einwirkt, ist nach dem System Frikart gebaut. Er wird von einem Excenter in Bewegung gesetzt, das auf der Kurbelwelle sitzt. Die Rundschieber eignen sich als Steuerorgan ganz besonders deswegen, weil sie dem Cylinder sehr nahe gebracht werden können, und dadurch nur sehr kleine schädliche Räume bedingen.

Mehr noch wie große Maschinen mit geringer Geschwindigkeit müssen schnellaufende Maschinen durch eine gute Unterstützung des Rahmens gegen Erschütterungen geführt werden. Man läßt deshalb bei solchen Maschinen den Rahmen seiner ganzen Länge und Breite nach aufliegen.

Fig. 624 zeigt eine schnelllaufende Dampfmaschine für elektrischen Betrieb nach Ausführungen von Pokorny & Wittekind in Frankfurt a. M.-Bockenheim. Der Rahmen ist als eine Verbindung des Bajonett-Rahmens mit

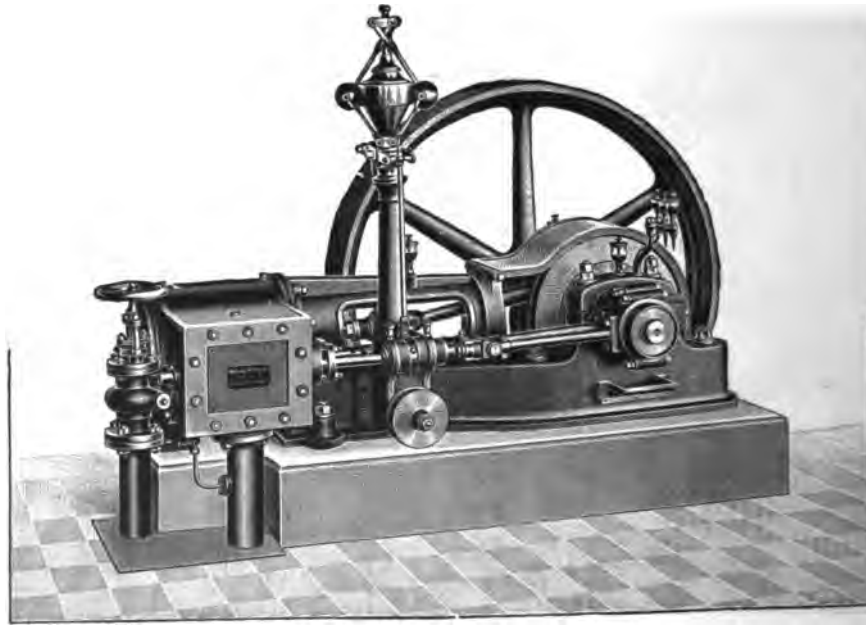


Fig. 624.

dem Gabelrahmen zu betrachten. Hinter der Rundführung für den Kreuzkopf gabelt sich der Rahmen zur Aufnahme der beiden Lagerböcke für die Kurbelwelle, die an dem Rahmen direkt angegossen sind. Die Kurbelwelle findet also nicht nur, wie bei dem Bajonett-Rahmen, eine einseitige Lagerung auf dem Maschinen-Rahmen, vielmehr werden beide Unterstützungspunkte für die Kurbelwelle an dem Maschinen-Rahmen vorgesehen. Es macht sich bei einer derartigen Anordnung die Kröpfung der Kurbelwelle nothwendig, und das Schwungrad muß außerhalb der Lager auf dem freien

Ende der Kurbelwelle befestigt werden. Bei Anwendung eines gewöhnlichen Bajonnet-Rahmens kann dem gegenüber auf dem freien Ende der Welle eine Kurbel angebracht werden und das Schwungrad auf dem beiderseits unterstützten Ende der Welle sich befinden. Der Dampfcylinder wird gegen den cylindrischen Theil des Rahmens geschraubt, erhält aber noch einen besonderen Fuß zu seiner besseren Unterstützung. Auf der entgegengesetzten Seite dieses Rahmenstückes ist ein Schutzblech angebracht, welches die Kurbelkröpfung umhüllt. Es dient sowohl zum Schutz gegen die schnell umlaufende Kurbel, als auch zum Auffangen des Oeles, das von der bewegten Kurbel fortgeschleudert wird.

Die Steuerung dieser Maschine ist eine Doppelschiebersteuerung, welche der Regulator beeinflußt, der an dem Maschinen-Rahmen befestigt ist. Das Dampfeinlaß- und das Dampfauslaßrohr sind seitlich an dem Cylinder angeordnet. Die Fabrik baut schnellaufende Maschinen dieser Art in Größen, wie sie die folgende Tabelle angiebt:

Kolbendurchmesser	Kolbenhub	Minutliche Umdrehungen	Annäherndes Gewicht	Normalleistungen in effektiven Pferdestärken bei den angegebenen wirthschaftlich besten Füllungen und einer Anfangsspannung im Dampfcylinder von													
				5 Atmosphären			6 Atmosphären			7 Atmosphären			8 Atmosphären			9 Atmosphären	
mm		mm	kg	20 %	25 %	30 %	16 %	21 %	25 %	14 %	18 %	22 %	12 %	15 %	19 %	10,5 %	13 %	16 %
200	250	280	1900	13,5	16	18,5	14,5	18	20	15	19	22	16	19,5	23	16,5	20	24
225	250	280	2000	17	20	23	18	22	25	20	24	28	20,5	25	29	—	—	—
250	300	235	3000	21	26	29	23	28	32	24	30	35,5	26	31	37	27	32	39
275	300	235	3200	26	32	36	28	35	39	30	37	42	32	38	45	—	—	—
300	350	200	4500	32	39	44	34	42	48	36	45	52	38	47	55	40	50	59
325	350	200	4800	38	46	53	41	51	58	45	54	62	46	57	67	—	—	—
350	400	180	6000	47	58	66	51	63	72	55	67	78	57	70	83	59	74	87
375	400	180	6400	52	64	73	56	70	80	60	75	85	63	77	91	—	—	—
400	450	160	7600	64	77	88	69	85	96	73	91	104	76	94	111	79	98	118
425	450	160	8300	73	88	100	79	96	110	85	104	119	87	107	127	—	—	—
Für kleinere Anlagen, wo Wartung der Maschine weniger sorgfältig, empfiehlt sich:																	
180	350	200	1750	10	12,5	14,5	12	14	16	12,5	14,5	17	12,5	16	18	13	17	20

Ein Schnellläufer einfacher Construction ist der von Dörfel-Pröll. Ein solcher ist nach Ausführung der Dampfschiffs- und Maschinen-Bauanstalt der Oesterr. Nordwest-Dampfschifffahrts-Gesellschaft in Dresden durch Fig. 625 und 626 dargestellt. Die ganze Maschine ist sehr kurz gebaut.

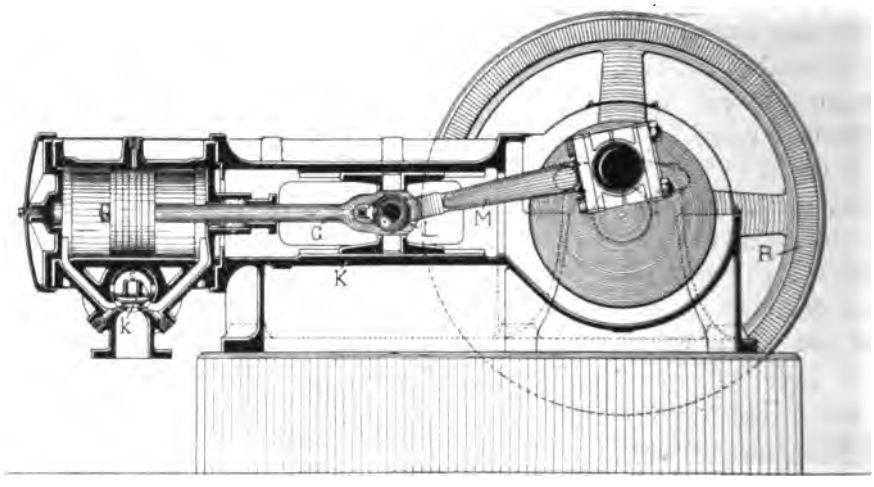


Fig. 625.

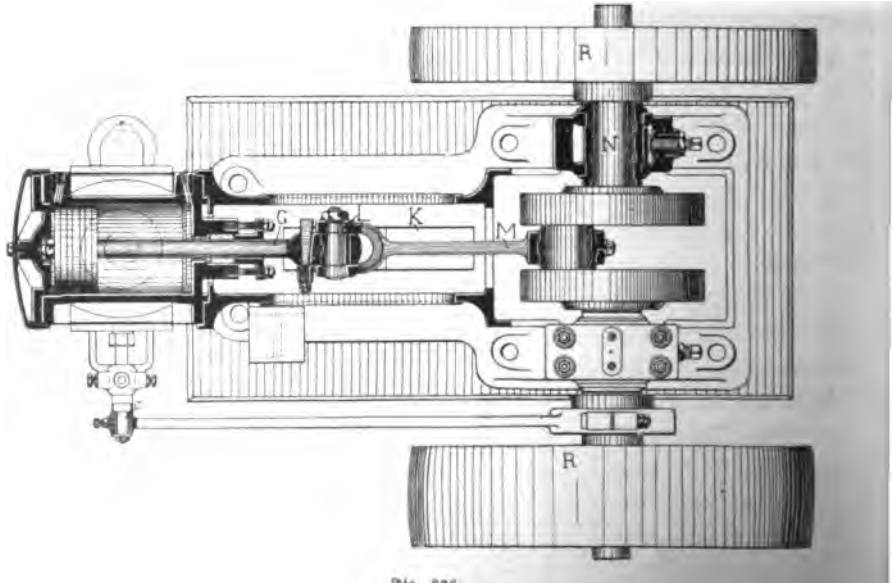


Fig. 626.

Als Geradführung für den Kreuzkopf L kommt eine Rundführung K zur Anwendung. Der Kreuzkopf selbst bildet mit der Kolbenstange G, welche an ihrem Ende das Lager für den Kreuzkopfzapfen und die Zapfen für die Gleitschuhe

Kreuzkopfes trägt, ein Stück. Der Kopf der Schubstange M ist gegabelt. Auf jedem der freien Enden der Kurbelwelle befindet sich ein Schwungrad R, von denen das eine einen Pröll'schen Achsenregulator — Seite 66 — aufnimmt. Die beiden Schenkel der Kröpfung der Kurbelwelle N sind scheibenförmig ausgebildet und die Kurbel mit einem Blechmantel umgeben, damit das Verspritzen von Oel vermieden wird.

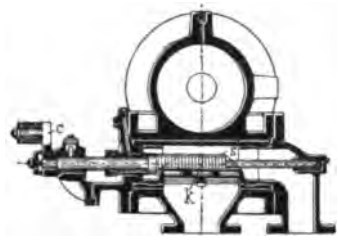


Fig. 627.

Die Steuerung Fig. 627 zeigt einen Drehschieber s mit Trickkanal, d. h. der Drehschieber wird ähnlich wie der Trick'sche Kanalschieber — Band I, Seite 759 — von einem Kanal k quer durchsetzt. Angetrieben wird der Schieber von einer Excenterstange vermittelst einer Kurbel c.

Diese Maschinen werden namentlich zum Betriebe von Dynamomaschinen, Centrifugalpumpen, Ventilatoren und dergleichen benutzt.

Will man eine größere Gleichförmigkeit des Ganges erzielen, als dies mit Eincylindermaschinen möglich ist, so wendet man Zwillingsmaschinen oder Verbundmaschinen an. Letztere werden nach der englischen Bezeichnung auch Compoundmaschinen (sprich: Compaund-) genannt. Bei beiden Maschinenarten wirken zwei oder mehrere getrennte Maschinen auf eine gemeinsame Kurbelwelle ein — Seite 462—464. Bei den Zwillingsmaschinen sind es zwei Hochdruckmaschinen, deren Cylinder mit Kesselsdampf von gleicher Spannung gespeist werden, die ihre Leistung an eine gemeinsame Kurbelwelle abgeben. Die Verbundmaschinen setzen sich aus Maschinen von verschieden großem Cylinderdurchmesser zusammen. Der Kesseldampf wird nur dem Cylinder von kleinstem Durchmesser zugeführt und von diesem in den Cylinder von größerem Durchmesser fortgeleitet und so fort, sodaß er zuletzt den größten Cylinder verläßt. Der Dampf wird sonach im ersten Cylinder nur einen Theil seiner Kraft abgeben, von diesem Cylinder aber nicht in die Auspuffleitung entlassen, sondern in den nächst größeren Cylinder, wo er als Betriebsdampf von etwas geringerer Spannung arbeitet, als im vorhergehenden Cylinder. In dieser Weise wird der Dampf von einem zum anderen Cylinder fortschreitend immer mehr an Spannung verlieren.

Wegen ihres gleichmäßigen Ganges kann man bei Zwillings- und Verbundmaschinen ein leichteres Schwungrad benutzen. Mit Ausnahme der Kurbelwelle, dem Schwungrad und dem Regulator, sind aber bei diesen Maschinen alle Theile doppelt vorhanden. Angewendet werden diese Maschinenarten namentlich dort, wo es, wie bei den Spinnereien, auf einen sehr gleichförmigen Gang ankommt oder wie bei den Fördermaschinen auf ein schnelles Anlassen und Wiederanhalten der Maschine. Verwendet man für eine Zwillingsmaschine Bajonett-Rahmen, so muß einer derselben rechts, der andere links gebaut sein. Die Steuerungstheile und das Schwungrad bringt man dann zwischen beide Rahmen unter.

Maschinen dieser Art bezeichnet man als *Maschinen mit außen liegenden Cylindern*. Wird ein gabelförmiger Rahmen benutzt, dann muß die Kurbelwelle zweimal gekröpft werden. Die Cylinder fallen innerhalb, die anderen Maschinentheile außerhalb des Rahmens, und diese Maschinen werden als *Maschinen mit innen liegenden Cylindern* bezeichnet.

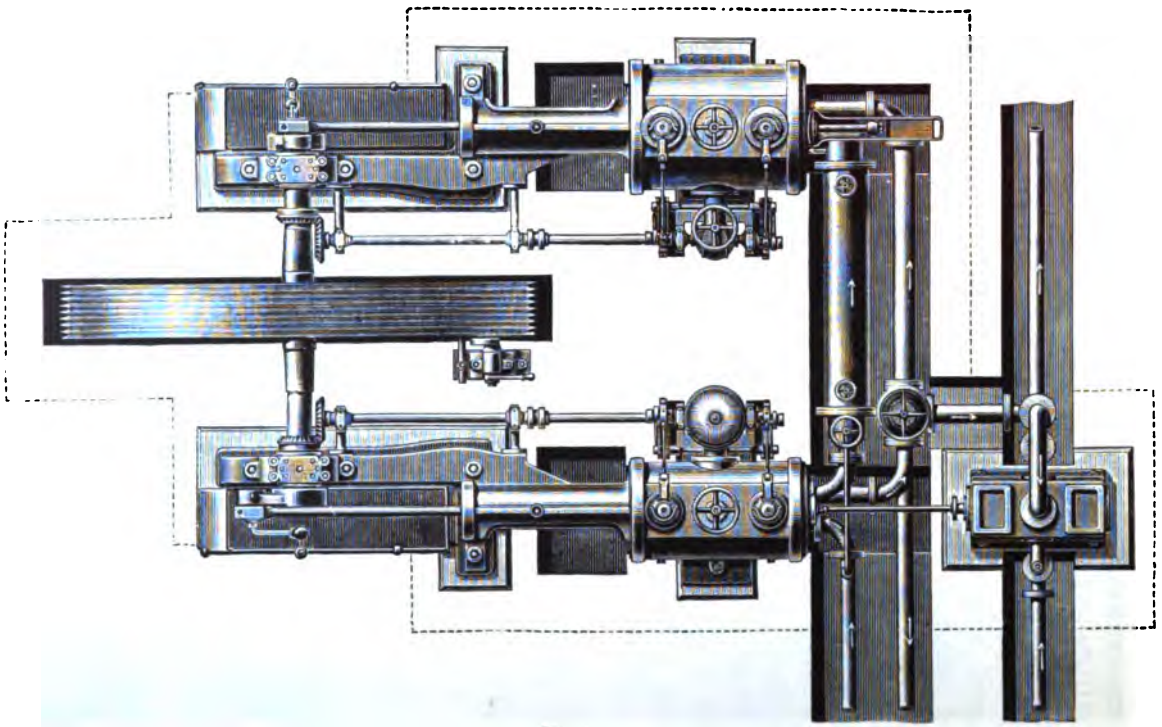


Fig. 628.

Ein Beispiel für Maschinen mit außen liegenden Cylindern zeigt der Grundriß Fig. 628, der *Verbundmaschine von Richard Raupach in Görlitz*, die im Aufriß durch Fig. 622, Seite 522 wiedergegeben wurde. Sowohl der Hochdruck-, als der Niederdruckcylinder sind an den Bajonett-Rahmen angebracht, von denen der eine rechts, der andere links gebaut ist. Der Kegelräderantrieb für die Steuerung liegt wie das Schwungrad, das zu einer Seilscheibe ausgebildet ist, zwischen den beiden Kurbelwellenlagern. Außerhalb dieser Lager sind auf den Wellenenden die beiden Kurbeln befestigt, die um 90° gegen einander verstellt sind. Der Regulator sowohl als auch die Luftpumpe

sind auf der Seite des kleineren Hochdruckcylinders aufgestellt. Die Kolbenstange des Niederdruckcylinders ist durch den Boden des Cylinders hindurchgeführt und ist hinter demselben von einer besonderen Schlittenführung unterstützt, durch welche das Gewicht des schweren Niederdruckkolbens zum Theil aufgenommen werden soll.

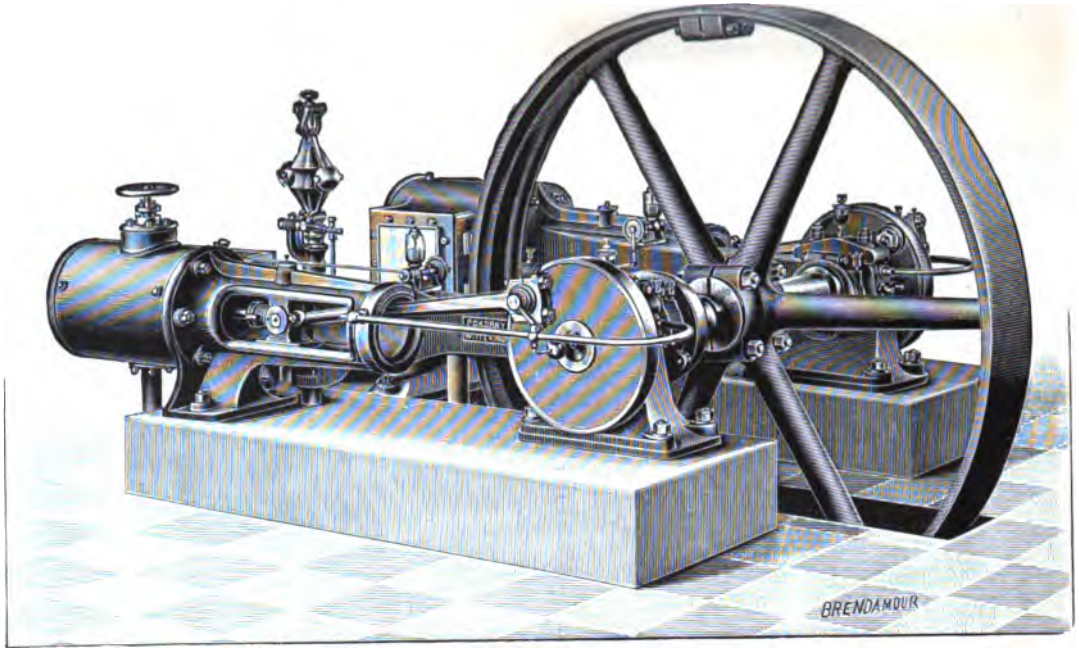


Fig. 629.

Eine Verbundmaschine mit Bajonett-Rahmen ohne Kondensation, wie sie die Maschinenfabrik von Pokorny & Wittekind in Frankfurt a. M.-Bockenheim baut, giebt die Darstellung Fig. 629 wieder. Zur Bewegung der Schiebersteuerung sind zwischen den Kurbelwellenlagern zwei Excenter auf der Kurbelwelle angebracht. Auf den freien Enden der Welle befinden sich Kurbelscheiben, an denen die Schubstangen angreifen. Der Bajonett-Rahmen ist an seinem vorderen und hinteren Ende gestützt, während der Cylinder freihängend angeordnet ist. Derartige Maschinen werden von der Fabrik in Größen entsprechend nachfolgender Tabelle fertiggestellt:

Kolbendurchmesser des Cylinders		Kolbenhub	Minutliche Umdrehungen	Normalleistungen in effektiven Pferdestärken bei den angegebenen wirthschaftlich besten Füllungen und einer Anfangsspannung im Hochdruckcylinder von											
				6 Atmosphären			7 Atmosphären			8 Atmosphären			9 Atmosphären		
I	II	mm		24 %	27 %	31 %	20 %	23 %	27 %	17 %	20 %	23 %	15 %	17,5 %	20 %
200	315	400	150	28	31	34	30	32	36	31	33	38	32	35	39
225	350	400	140	33	35	39	34	36	41	35	38	43	36	39	44
250	400	500	130	51	55	63	54	58	65	55	61	68	57	62	71
275	425	500	125	56	59	67	58	63	71	60	66	75	62	67	77
300	470	600	105	68	74	84	72	78	88	75	81	93	77	84	95
325	500	600	100	75	81	91	77	84	96	81	88	101	83	91	104
350	540	700	95	99	106	120	102	111	125	105	114	131	109	118	134
375	570	700	85	100	106	120	102	111	125	106	115	132	110	120	136

Eine Verbundmaschine, welche dem direkten Antrieb einer Dynamomaschine dient, ist nach Ausführung der Aktiengesellschaft H. Pauckſch in Landsberg a. W. durch Fig. 630 wiedergegeben. Die Maschine ist ihrem Rahmenbau nach weder als Maschine mit außen liegenden, noch mit innen liegenden Cylindern zu bezeichnen. Ihre Kurbeln sind zwar auf den freien Enden der Kurbelwelle angebracht, aber die Steuerungstheile liegen außerhalb. Die beiden getrennt ausgeführten Maschinen sind auf einer gemeinschaftlichen Fundamentplatte aufgebaut. Als Geradführungen kommen einseitige Kreuzkopfführungen zur Anwendung. Der Kreuzkopf ist an dem Ende der Kolbenstange direkt befestigt und die Schubstange erfaßt ihn mit ihrem gabelförmigen Ende.

Zur Steuerung sind bei beiden Cylindern Kolbenschieber benutzt. Die Steuerung des Hochdruckcylinders wird von einem Achsenregulator beeinflußt, und es kann durch Veränderung des Kolbenhubes die Füllung des Hochdruckcylinders selbstthätig zwischen 0 % und 0,5 % verändert werden. Der Steuerkolben für den Niederdruckcylinder erhält einen unveränderlichen Hub.

Eine derartige Maschine von 570 mm Durchmesser für den Hochdruckcylinder und 1030 mm Durchmesser für den Niederdruckcylinder leistet bei einem Hub von 840 mm, bei 120

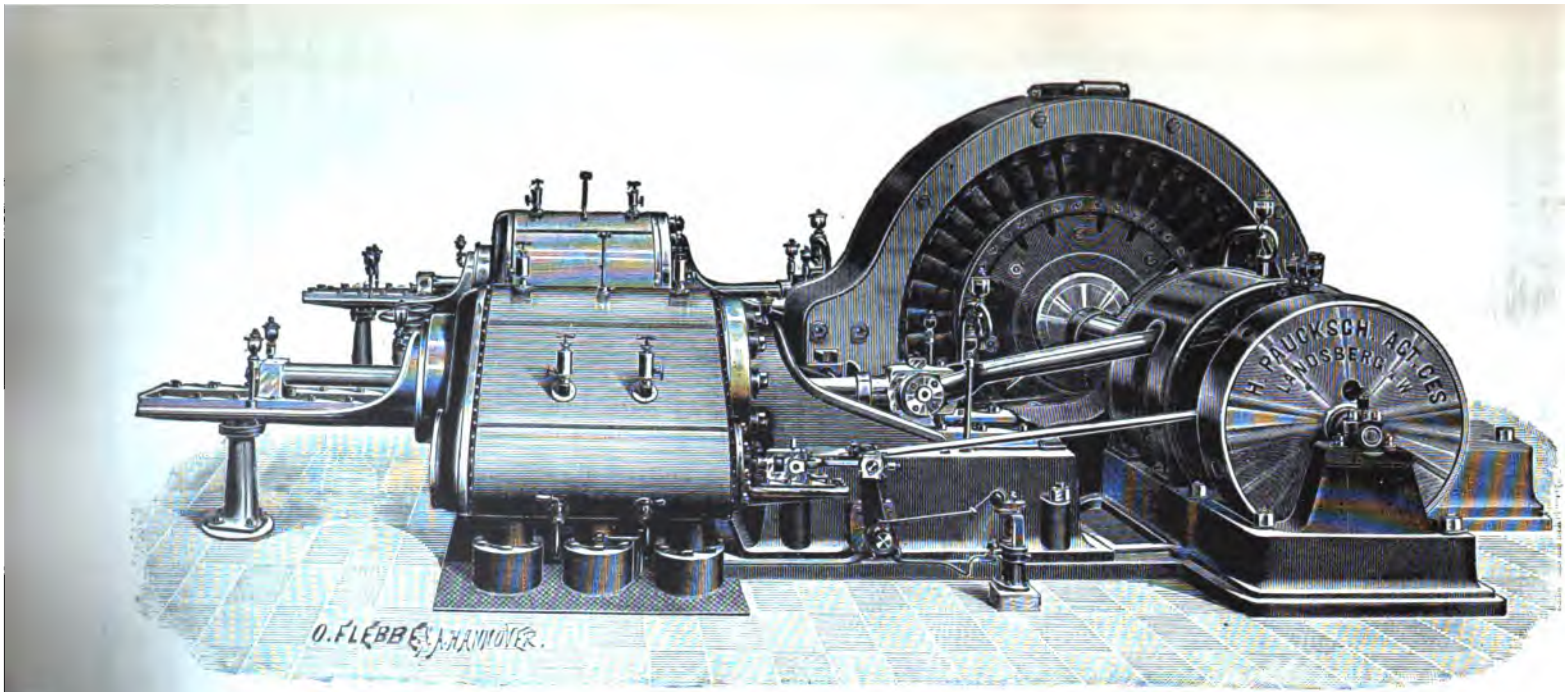


Fig. 630.

Umdrehungen in der Minute, bei 8 Atmosphären Anfangsspannung und bei 10% Füllung, ungefähr 600 Pferdestärken. Wird sie, wie die dargestellte Maschine, zum Betrieb einer Dynamomaschine verwendet, so wird letztere auf der Kurbelwelle zwischen den beiden Cylindern direkt angebracht.

Eine Verbundmaschine mit innenliegenden Cylindern

nach Ausführungen von Gustav Hammer & Co. in Braunschweig zeigt Fig. 631. Der hohle Fundamentrahmen trägt drei Lager für die Kurbelwelle, welche zweimal gekröpft ist. Die Cylinder sind freihängend an dem Fundamentrahmen befestigt.

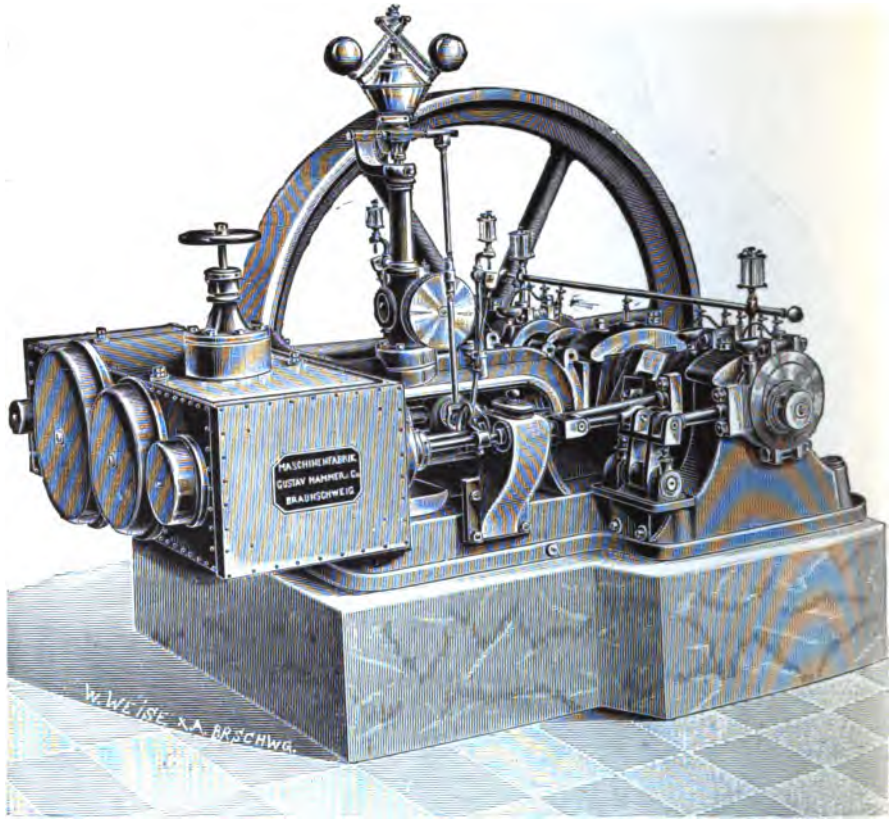


Fig. 631.

Als Führungen für die Kreuzköpfe kommen Rundführungen zur Anwendung. Auf der Rundführung des Hochdruckcylinders ist der Regulator direkt aufgebaut. Von den Doppelschiebern, die zur Steuerung des Hochdruckcylinders benutzt werden, wird der Grundschieber durch einen Excenter angetrieben, welcher innerhalb des Rahmens auf der Kurbelwelle sitzt, der andere von einem Excenter, der auf dem Ende der Kurbelwelle befestigt ist. Der Excenter für den letzteren Schieber greift nicht direkt an die Schieberstange an, sondern durch Vermittelung eines schwingend gelagerten Hebels. Die Schieberstangen führen sich in Böcken, welche an dem Fundamentrahmen angeschraubt sind. Nach Angaben der Fabrik sind diese Maschinen namentlich zum Betrieb von Dynamomaschinen gebaut.

Als Tandemmaschine, also als Maschine mit zwei hinter einander angeordneten Cylindern, ist die Verbundmaschine Fig. 632 und 633 von G. Kuhn in Stuttgart-Berg ausgeführt. Der Fundamentrahmen gabelt sich an seinem

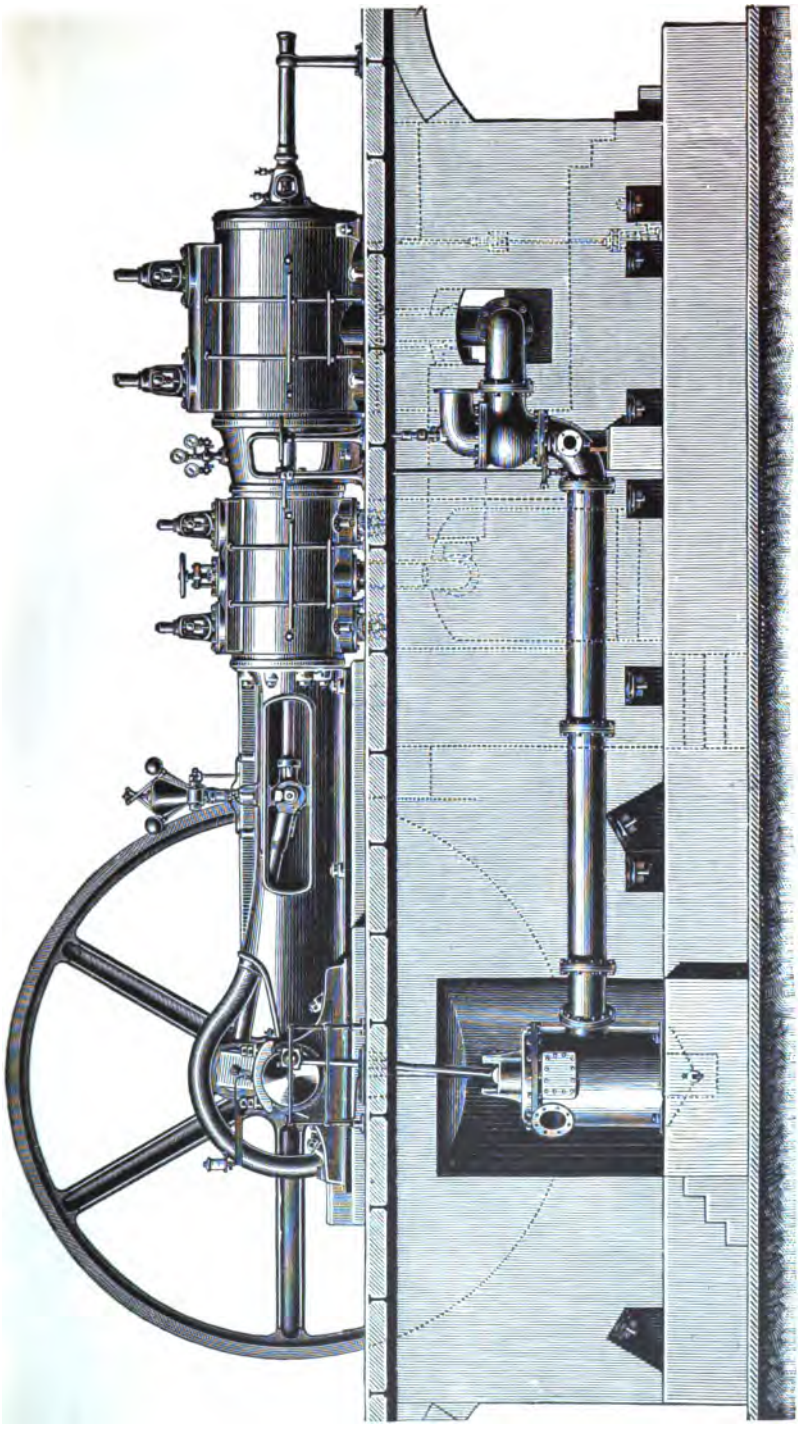


Fig. 632.

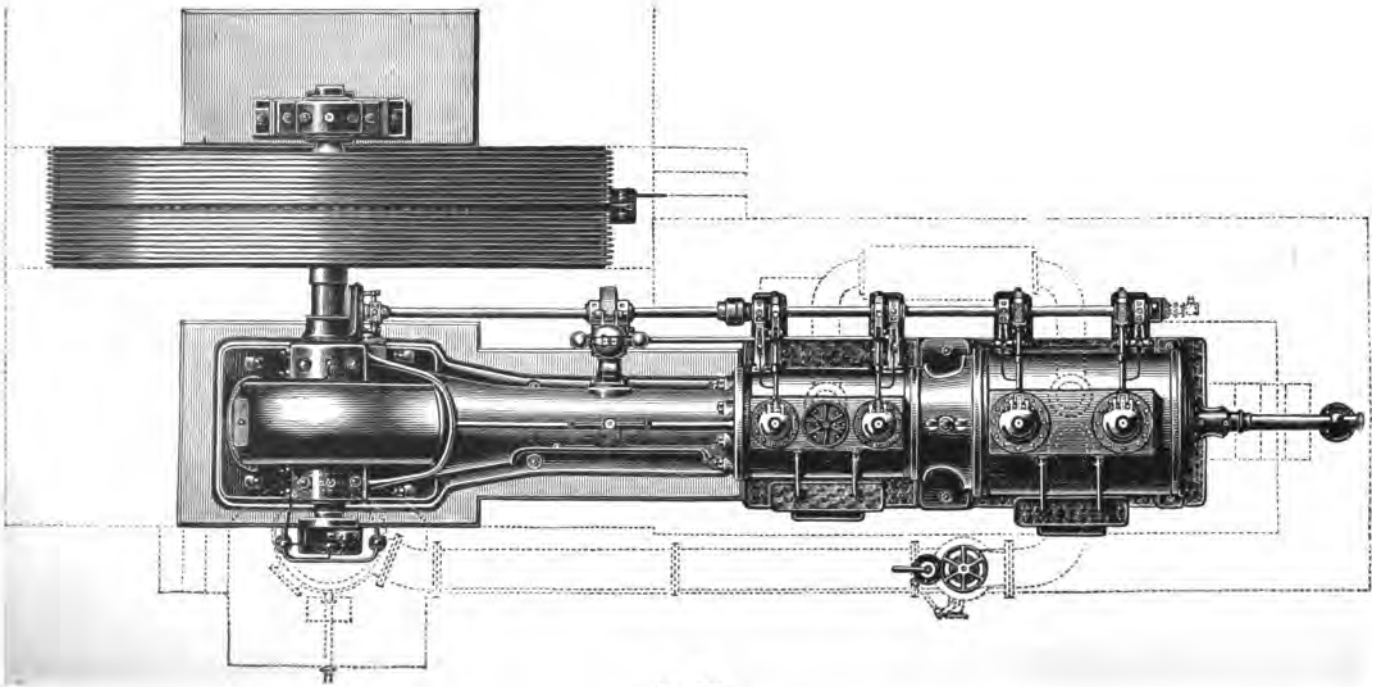


Fig. 633.

vorderen Ende, um zwei Lager für die gekröpfte Kurbelwelle aufzunehmen, und ist mit einer durchbrochenen Rundführung versehen. Gegen letzteren ist der Hochdruckcylinder geschraubt und hinter ihm, nur durch ein Zwischenstück getrennt, der Niederdruckcylinder aufgestellt. Beide Cylinder, sowie auch das Mittelstück sind mit Füßen versehen, die sich auf das Fundament stützen. Die Dampfcylinder sind mit einem Dampfmantel umgeben. Als Schwungrad dient eine Seilscheibe. Diese sowohl wie der Antrieb

für Ventilsteuerung sind außerhalb des Rahmens auf der Kurbelwelle befestigt, die in drei Lagern läuft, welche auf einem besonderen Fundament ruhen.

Wird die Maschine als Condensationsmaschine benutzt, so wird die Luftpumpe, wie der Aufriß erkennen läßt, unter dem Boden des Maschinenhauses aufgestellt und durch eine Kurbel von der Hauptwelle aus direkt angetrieben.

Die Tandemmaschinen erfordern eine große freie Länge; sie sind also dort am Platze, wo zwar ein genügend langer, aber nur mäßig breiter Raum vorhanden ist. Sie werden zum Antrieb von Dynamomaschinen benutzt, wenn letztere direkt angekuppelt werden sollen und mit einer verhältnißmäßig großen Geschwindigkeit laufen müssen.

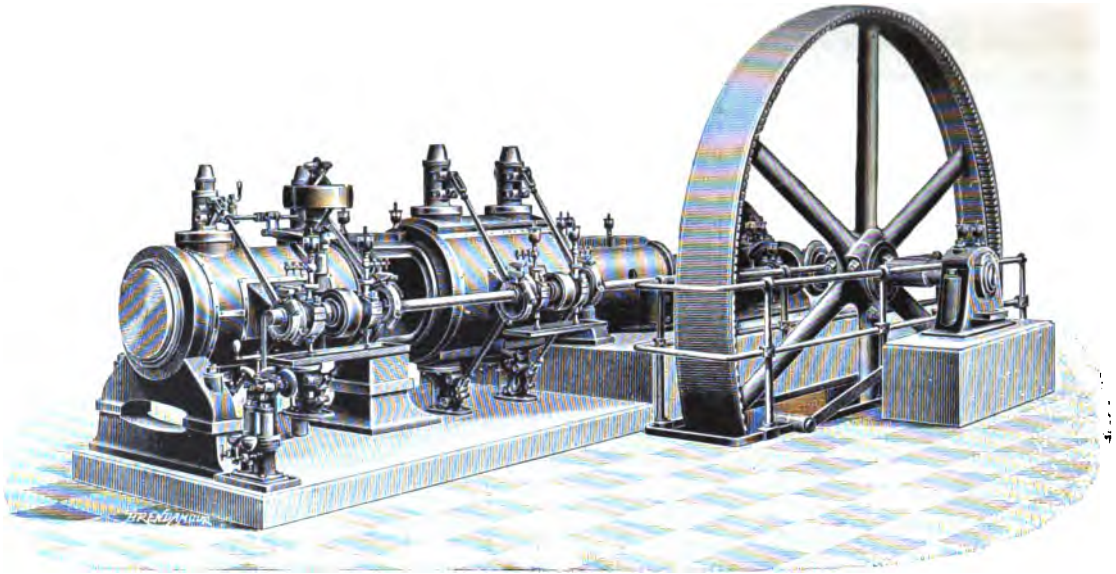


Fig. 634.

Eine Tandem-Verbundmaschine der Dresdener Maschinenfabrik und Schiffswerft, A.-G. in Dresden, ist in Fig. 634 dargestellt. Der Rahmen ist am vorderen Theile vollständig unterstützt. An die Rundführung desselben schließt zunächst der größere Niederdruckcylinder an, und durch ein Zwischenstück getrennt der Hochdruckcylinder. Letzterer ist zweimal unterstützt und zwar in der Weise, daß die an dem Cylinder angegossenen Füße auf Böcken sich stützen, die auf dem Fundament befestigt sind. Durch diese Unterstützung ist es möglich, daß die Cylinder unter dem Einfluß der Wärme sich frei ausdehnen können.

Die Steuerung ist eine Ventilsteuerung nach dem System

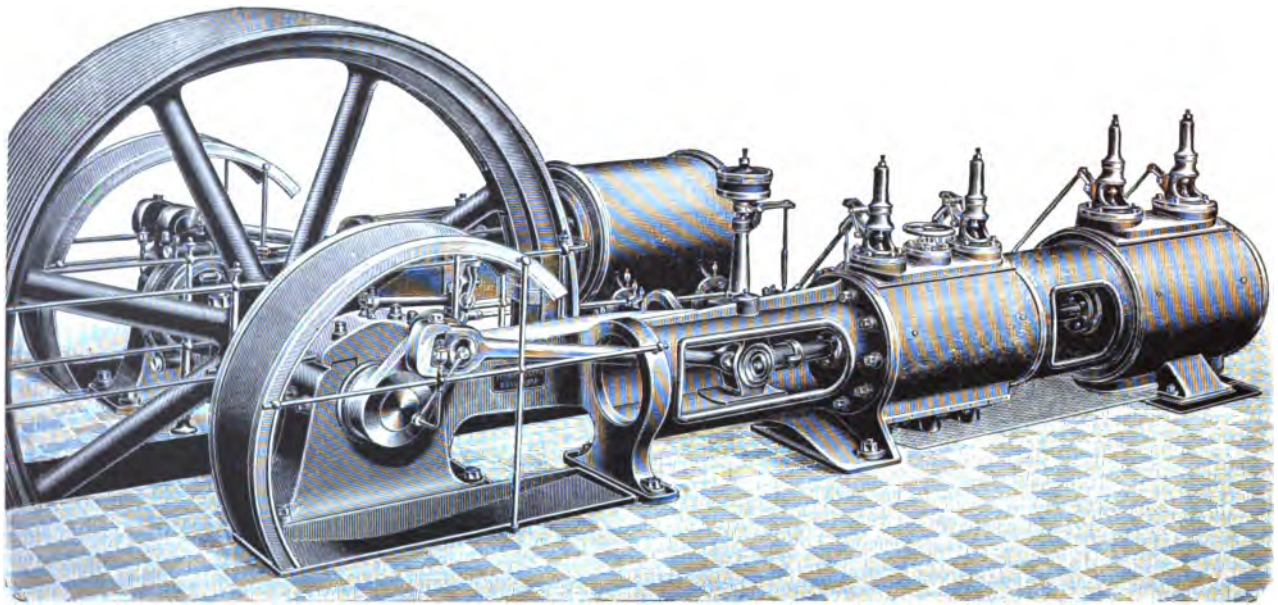


Fig. 635.

Collmann — Seite 506, Fig. 608 und 609. Sie wird von einer Steuerwelle angetrieben und durch einen Regulator beeinflußt.

Eine dreifache Expansionsmaschine nach Ausführungen der Maschinenfabrik Hohenzollern in Düsseldorf-Grafenberg, zeigt Fig. 635. Sie setzt sich aus zwei getrennten Maschinen zusammen, von denen die eine eine Tandemmaschine ist und den Hoch- und Mitteldruckcylinder aufnimmt, während die zweite für den Niederdruckcylinder bestimmt ist. Beide Maschinen sind Bajonettmaschinen mit außen liegenden Cylindern. Der Bajonett-Rahmen ist dreimal unterstützt und das Schwungrad, welches als Seilscheibe dient, ist zwischen beiden Rahmen untergebracht. Auch der Antrieb für die Ventilsteuerung liegt zwischen den Maschinen.

Solche Maschinen sind nur für Leistungen von 800 Pferdestärken und darunter zu empfehlen, und sie sind gewöhnlich als

Kondensationsmaschinen gebaut. Die beiden Theile der Maschine können getrennt zur Aufstellung kommen. Man kann die Tandemmaschine zunächst in Betrieb bringen, und wenn diese Betriebskraft nicht mehr ausreicht, so kann man die zweite Maschine mit dem Niederdruckcylinder nachträglich hinzunehmen. Die Tandemmaschine leistet etwa $^3/_5$ von der Arbeit, welche die ganze Maschine zu leisten im Stande ist.

Die Eincylindermaschine von der Maschinenbau-Anstalt Golzern, die Fig. 636 darstellt, giebt ein Beispiel dafür, wie weit derartige Maschinenanlagen für eine Vergrößerung des Betriebes eingerichtet werden können. Der

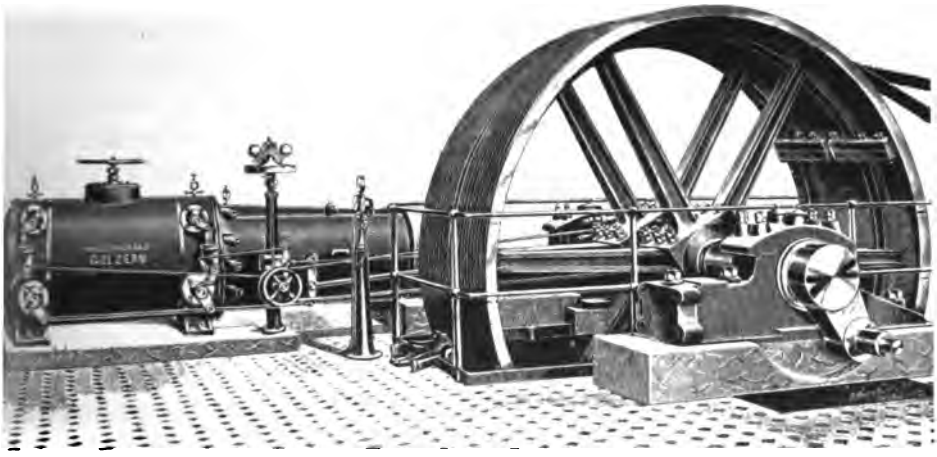


Fig. 636.

Bajonett-Rahmen dieser Maschine liegt in seinem vorderen Theile ganz auf. Die cylindrische Rundführung wird frei schwebend zwischen dem Fundamentrahmen und dem Cylinder, der auf zwei Füßen ruht, befestigt. Anstatt des zweiten leichteren Lagers zur Unterstützung der Kurbelwelle, wird zugleich der Theil des Rahmens, der das vollständige Kurbelwellenlager für die zweite Maschine, die für eine künftige Vergrößerung der Anlage in Aussicht genommen worden ist, enthält, aufgestellt. Auch ist die Kurbelwelle bereits mit der zweiten Kurbel versehen, die später zur Anwendung kommen soll. Zwischen beiden Lagern ist das Seilschwungrad mit doppeltem Armstern auf der Welle befestigt.

Die stehenden oder vertikalen Dampfmaschinen.

Mit Rücksicht auf den geringen Flächenraum, den die stehende Anordnung von Dampfmaschinen erfordert, werden diese namentlich zum Betrieb von Dynamomaschinen in neuerer Zeit viel benutzt. Sie werden fast ausnahmslos als Hammer-

maſchine mit obenliegendem Cylinder ausgeführt. Ein Hauptvorzug der ſtehenden Maſchine iſt es, daß der Cylinder nicht einſeitig abgenutzt wird, wie dies bei den liegenden Maſchinen unter dem Einfluß des Kolbengewichtes der Fall iſt. Dagegen iſt es ein Nachtheil der ſtehenden Anordnung, daß die einzelnen Theile der Maſchine nicht ſo ſicher gegen einander befeſtigt werden können, wie bei der liegenden.

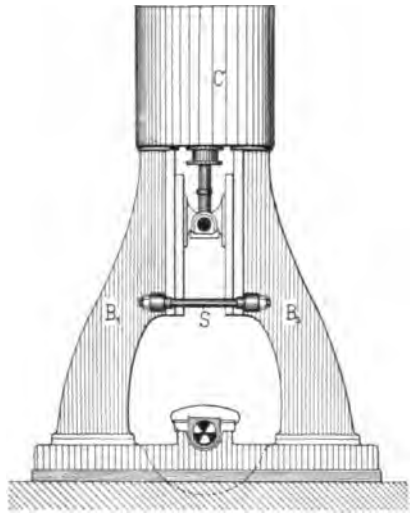


Fig. 637.

Bevor wir die einzelnen Arten der ſtehenden Dampfmaſchinen beſprechen, ſoll der Aufbau ſtehender Dampfmaſchinen kurz behandelt werden. Prof. Straube*) ſagt darüber, daß es zwar bei der ſtehenden Anordnung, die den Schiffsmaſchinen nachgebaut iſt, ſchwierig ſei, die Schwankungen, welche durch den hochſtehenden Cylinderkörper verurſacht werden, auf ein Mindeſtmaaß zu halten, daß aber die Vorzüge dieſer Anordnung ihr eine große Verbreitung verſchafft hat. Mit Rückſicht auf Erſchütterungen hat man das Geſtell aus Gußeiſen gemacht und ſtellt es — wie beiſpielsweiſe in Fig. 637 dargeſtellt iſt — auf zwei gußeiſernen Böcken B_1 und B_2, welche gleichzeitig mit den Gleitbahnen für den Kreuzkopf verſehen ſind. Zur Verſteifung der beiden Böcke wurde auch wohl eine Querſtange S an dem unteren Ende der Geradführung angebracht.

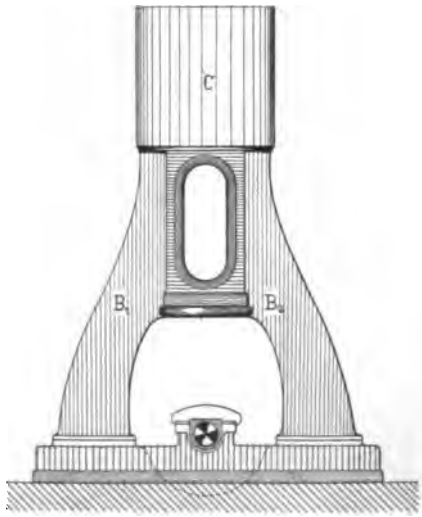


Fig. 638.

Man ahmte auch den Bajonett-Rahmen nach, indem man — wie Fig. 638 zeigt — beide Böcke durch eine cylindriſche Geradführung mit einander vereinigte. Solche völlig gußeiſerne Untergeſtelle haben aber

*) Die nachfolgenden Betrachtungen ſind dem Aufſatze von der Standfeſtigkeit der ſtehenden Dampfmaſchinen entnommen — „Zeitſchrift des Vereins deutſcher Ingenieure“, Jahrgang 1899.

den Nachtheil, daß sie die bewegten Theile der Maschine schwer zugänglich machen und sie der Beobachtung durch den Maschinisten entziehen. Es hatte sich deshalb eine Aufstellungsform — entsprechend Fig. 639 — eingebürgert, bei der der Cylinder ebenfalls von einem gußeisernen Bock getragen, aber vorn von einer schmiedeeisernen Säule A abgestützt ist. Allmählich wurde diese Form in die der Fig. 640 übergeführt, und die meisten Dampfmaschinen-Fabriken steifen den Bock jetzt durch schräge Anordnung der schmiedeeisernen Säule A ab. Dadurch wird die Grundfläche der ganzen Maschine wesentlich verbreitert, und die Standhaftigkeit wird eine wesentlich höhere.

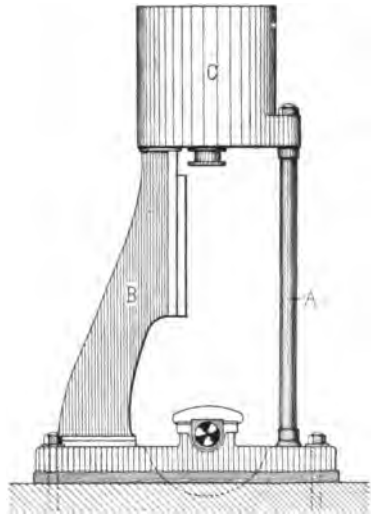


Fig. 639.

Aber auch noch bei dieser Gestellform wird der Cylinderkörper in Schwingung gerathen, weil der gußeiserne Ständer dem Druck des Kreuzkopfes und der Wirkung der schwingenden Gestänge fast allein Widerstand entgegensetzen muß. Diesen kann er aber auch nur dann, wenn er bedeutende Abmessungen erhält, welche das Gewicht der Maschine über Gebühr erhöhen, widerstehen. Die vorderen schmiedeeisernen Säulen setzen diesen Seitenkräften nur wenig Widerstand entgegen.

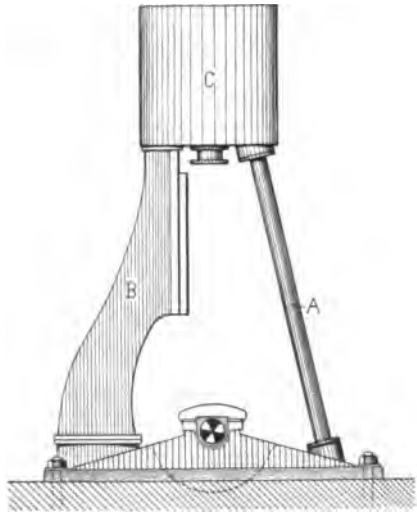


Fig. 640.

Man ist deshalb bei großen Schiffsmaschinen schon längst, und vereinzelt auch bei stehenden Land-Dampfmaschinen dazu übergegangen, das Maschinengestell ganz aus Schmiedeeisen herzustellen. Der Cylinderkörper C ruht dabei — entsprechend Fig. 641 — ausschließlich auf schmiedeeisernen Säulen A_1 und A_2, welche

durch Streben mit einander verbunden sind. Bei den Land-Dampfmaschinen ist diese Gestellform durch die äußeren Streben C_1 und C_2 noch verstärkt worden, um der Maschine eine größere Grundfläche zu geben. Die Gleitbahnen G sind am Cylinderkörper befestigt und stützen sich auf Querstücke T, welche an den hinteren Säulen A_1 angebracht sind. Die Streben S_1 und S_2 und das Querstück D dienen dazu, die vorderen Säulen gegen einander abzustützen. Diese Gestellform bedingt ein sehr geringes Gewicht, ist nicht theuer und zeigt eine vollkommene Steifigkeit.

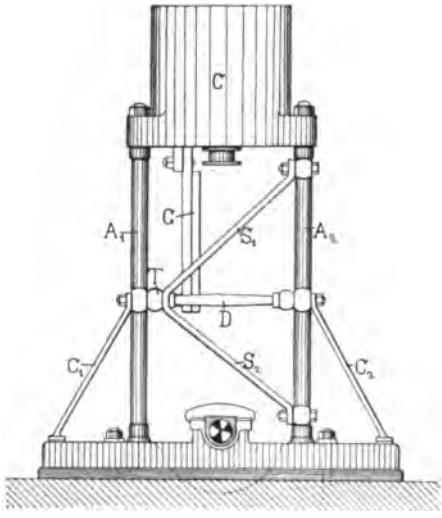


Fig. 641.

Durch die Anordnung der Gestellform — entsprechend Fig. 642 — wird derselbe Zweck erreicht, und es macht diese Gestellform einen ruhigeren Eindruck. Die Säulen A_1 und A_2 werden allerdings stärker sein müssen, dafür kann aber das Querstück und die Streben fortfallen. Das Gestell ist einfach und wird kaum schwerer sein, als das vorgenannte Gestell.

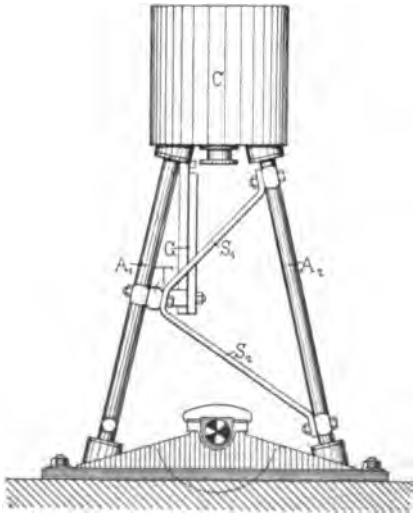


Fig. 642.

Bei den stehenden Dampfmaschinen dieser Art scheint es besonders berechtigt zu sein, schmiedeeiserne Untergestelle anzuwenden. Das Gestell der Dampfmaschinen wird durch die Kolbenstangenkraft abwechselnd auf Druck und Zug beansprucht, und dazu eignet sich Schmiedeeisen besser, als Gußeisen. Auch darf ein schmiedeeisernes Gestell eher schweren Stößen ausgesetzt sein. Ein Bruch des gußeisernen Gestelles würde verhängnißvoll für die Maschine werden. Bei dem schmiedeeisernen Gestell braucht noch keine Gefahr vorzuliegen, selbst wenn eine von den vier Stützsäulen des Cylinders brechen sollte. Das schmiedeeiserne Untergestell bietet aber den Vortheil, daß alle Theile zugänglich sind und übersichtlich liegen, und da man überall leicht zukommt, können auch die nachstellbaren Geradführungen zur Verwendung kommen. Die

Wartung der Maſchine kann dadurch eine weſentlich beſſere ſein, als bei Geſtellen, welche die bewegten Maſchinentheile verdecken.

Eine ſtehende Maſchine nach Ausführung von Hanner & Co. in Duisburg iſt in Fig. 643 wiedergegeben. Auf dem Fundamentrahmen iſt der ſtarke Bock,

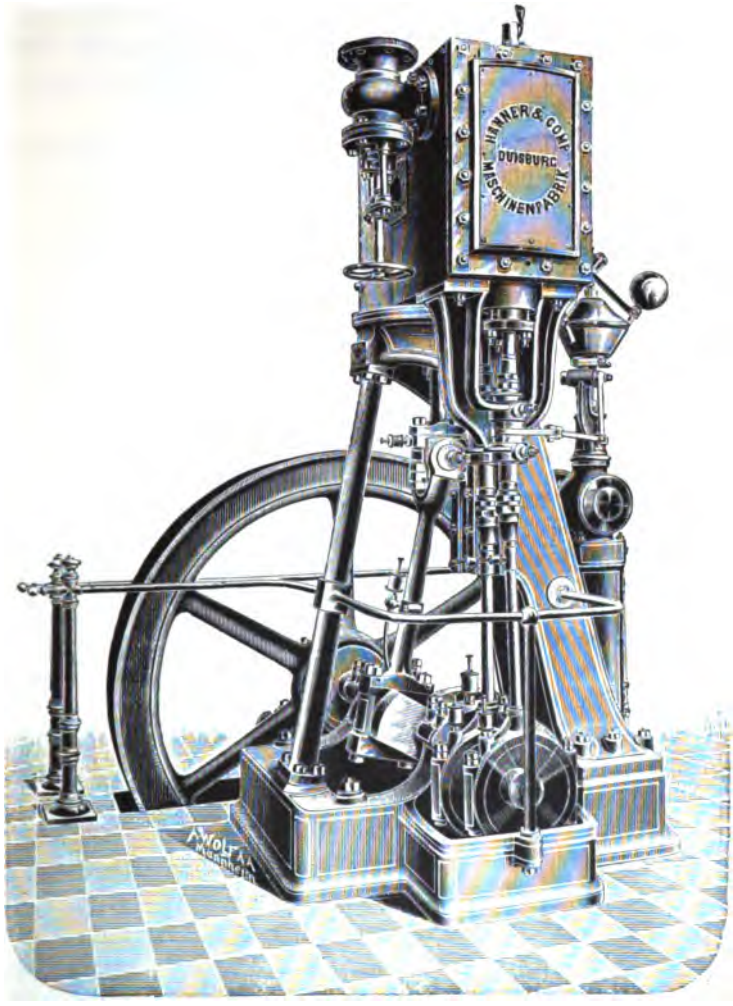


Fig. 643.

welcher mit der Geradführung für den Kreuzkopf verſehen iſt, aufgeſchraubt. Der Cylinder mit dem Schieberkaſten ſetzt ſich auf dieſen Bock auf, der mit Rückſicht auf dieſe Belaſtung eine ſchmiedeeiſerne Stütze gegen die Fundamentplatte erhält. Die Fundamentplatte ſowohl, als auch der Bock beſtehen aus Hohlguß. An erſtere ſind die beiden Kurbelwellenlager direkt angegoſſen. Die Wellenkröpfung

Das Bestreben, das Untergestell möglichst widerstandsfähig gegen Erschütterungen zu machen, zeigt sich auch bei der durch Fig. 645 dargestellten Maschine der Maschinen-Bauanstalt Golzern. Ueber der geraden Fundamentplatte

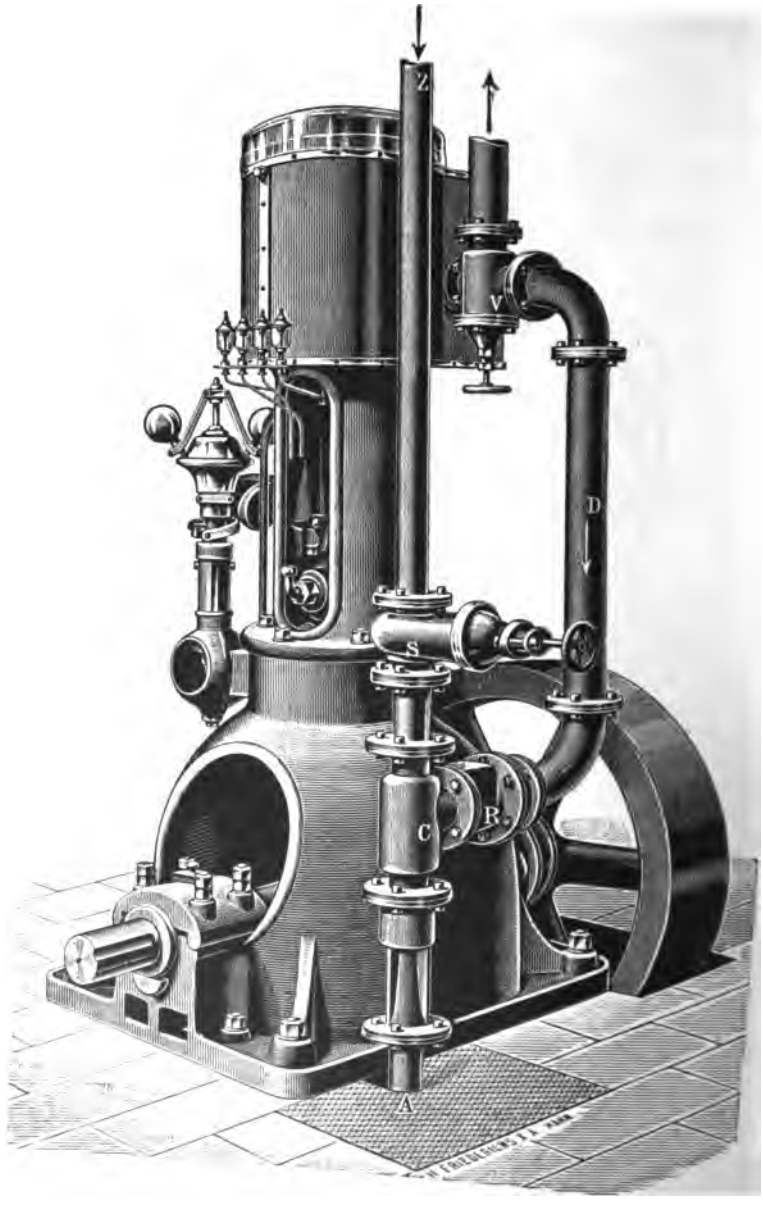


Fig. 645.

erhebt sich ein durchbrochener glockenförmiger Untersatz, der an die Kurbelwellenlager sich anschließt und mit diesen an der Fundamentplatte angegossen ist. Eine ebenfalls durchbrochene cylindrische Rundführung ist auf diesen Untersatz aufgeschraubt

ınd trägt den Cylinder. Alle bewegten Theile, mit Ausnahme des Schwungrades ınd Regulators ſind innerhalb des hohlen Bockſtänders untergebracht.

Fig. 646 ſtellt eine ſtehende Verbundmaſchine der Maſchinenfabrik Gritzner A.-G. in Durlach dar. Ihrem Aufbau nach beſteht dieſe Maſchine igentlich aus zwei getrennten Maſchinen, die auf einem Fundament aufgeſtellt

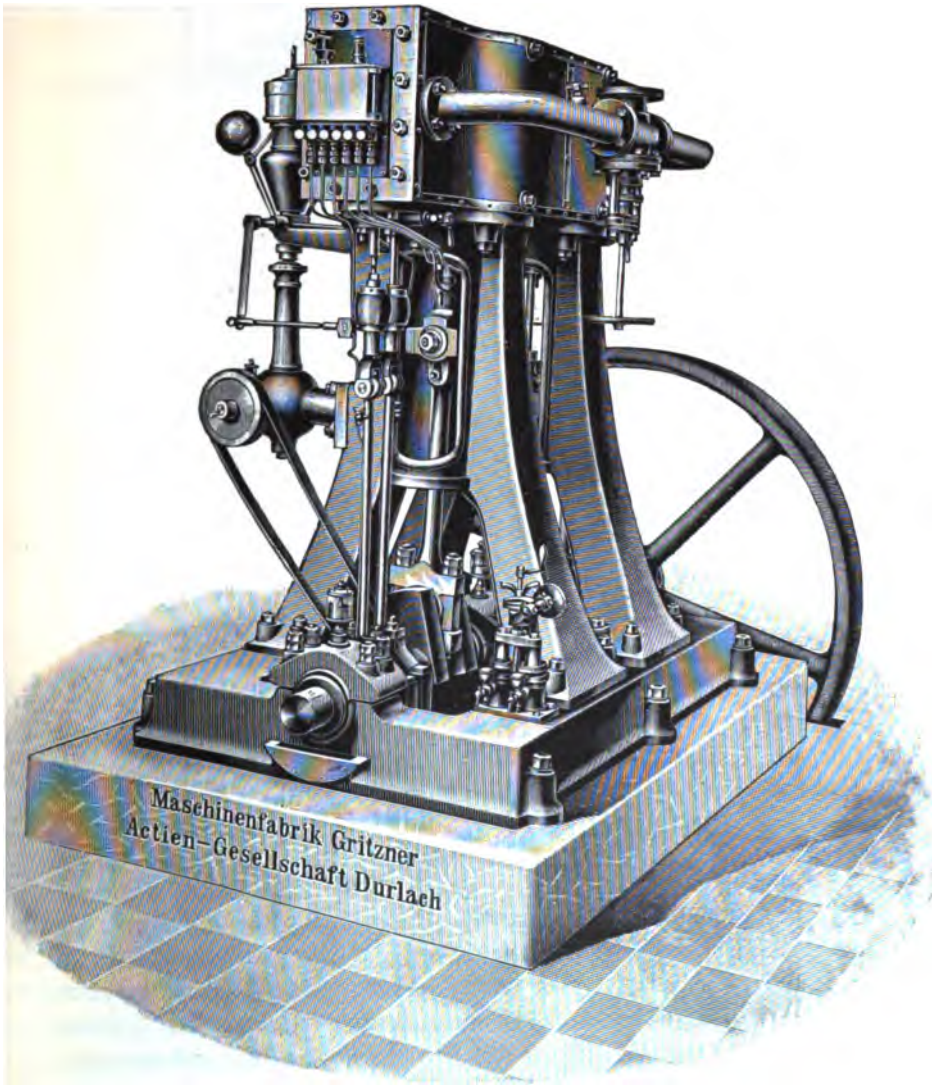


Fig. 646.

ind. Jeder der beiden Cylinder ſtützt ſich auf einem A-förmigen Bock von Hohlguß, ınd beide Böcke ſind auf einem hohlen Fundamentrahmen aufgeſchraubt, an dem ›ie Lager für die Kurbelwelle mit angegoſſen ſind. Zwiſchen den beiden Schenkeln ›er Böcke liegen die Rundführungen für den Kreuzkopf. Die kleineren Maſchinen :rhalten ein Schwungrad, die größeren zwei und zwar je eins an jedem Wellenende.

Der Regulator, der an der Seite eines der Ständer angeschraubt ist, wird mittelst Riemen von der Kurbelwelle aus angetrieben. Das Dampfabsperrventil ist in die Dampfleitung so eingeschaltet, daß es von vorn abgestellt werden kann.

Diese Maschinen werden von der Fabrik in Größen entsprechend nachfolgender Tabelle ausgeführt:

Nummer der Maschine	Durchmesser des Hochdruckcylinders mm	Durchmesser des Niederdruckcylinders mm	Kolbenhub mm	Umdrehungen pro Minute	Leistungen in effektiven Pferdekräften bei etwa 8facher Expansion 7 Atm.	8 Atm.	9 Atm.	Bemerkungen
13	180	270	160	320	20	24	28	Verbundmaschinen mit Auspuff
14	200	300	180	300	26	30	35	
15	225	340	200	280	34	41	48	
16	250	370	250	260	48	56	65	
17	275	400	300	240	60	72	83	
18	300	450	350	210	75	90	105	
19	350	520	400	180	100	116	136	
20	375	560	450	160	116	138	160	
21	400	600	500	144	136	160	184	
22	450	670	600	120	165	196	226	
23	500	750	700	105	210	260	300	
24	250	400	250	260	45	55	61	Verbundmaschinen mit Condensation
25	275	430	300	240	58	68	78	
26	300	470	350	210	73	85	97	
27	350	550	400	180	95	110	125	
28	375	580	450	160	105	122	140	
29	400	625	500	144	122	142	162	
30	450	710	600	120	156	182	208	
31	500	800	700	105	208	234	266	

Bei der stehenden Dampfmaschine der Maschinenfabrik Hohenzollern in Düsseldorf-Grafenberg, welche in Fig. 647 wiedergegeben ist, ist der Hochdruckcylinder, sowohl als auch der Niederdruckcylinder, auf einem besonderen Ständer und mit diesem auf einer besonderen Grundplatte aufgebaut. Gemeinsam ist den beiden Maschinenhälften nur die Kurbelwelle mit dem Schwungrad. Sie ruht in zwei Lagern, von denen je eins auf jeder der Fundamentplatten befestigt ist. Die Kurbelwelle trägt zwischen beiden Lagern das Schwungrad. Auf jedem Ende der Kurbelwelle sitzt eine Kurbel, an welche die Schubstangen der Cylinder angreifen. Die Ständer, die zur Unterstützung der Cylinder dienen, bestehen aus zwei Theilen, von denen der eine die Geradführung für den Kreuzkopf aufnimmt. Beide Ständer sind durch ein Gerüst zur Aufnahme einer Plattform mit einander verbunden, welche es gestattet, zur Bedienung der Cylinder, um diese herum zu gehen.

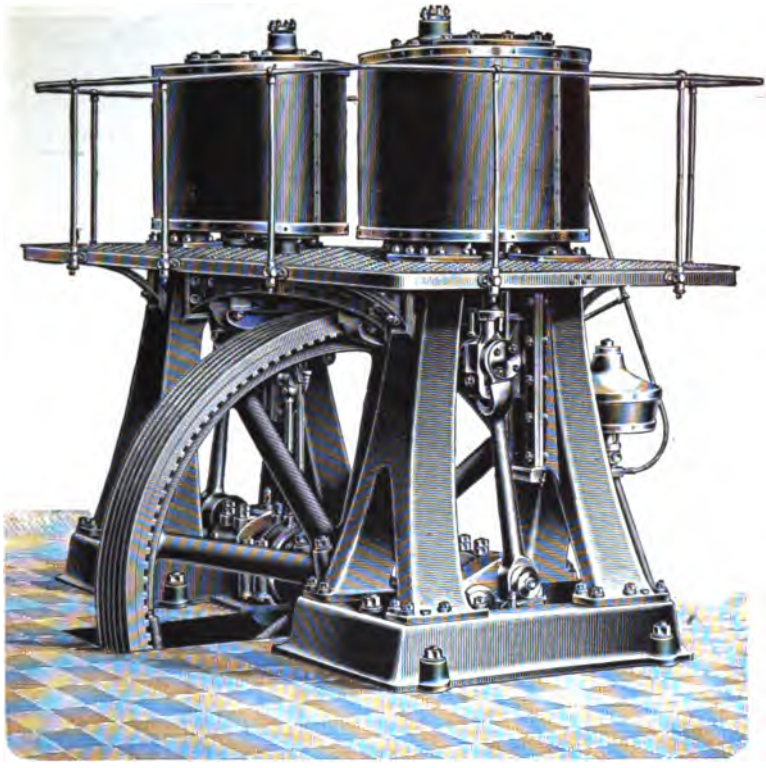


Fig. 647.

Eine stehende Verbundmaschine der Aktien-Gesellschaft von H. Pauckſch in Landsberg a. W. ist in Fig. 648 und 649 dargestellt. Die beiden Cylinder ruhen auf zwei Böcken und sind durch drei Säulen abgestützt. Die ganze Maschine baut sich auf einer kastenartigen Fundamentplatte auf. Mit Rücksicht auf die Festigkeit werden beide Cylinder aus einem Stück gegossen. Es hat dies indessen den Nachtheil, daß die freie Ausdehnung der ungleich erwärmten Cylinder behindert wird. Beide Cylinder sind mit Dampfmänteln versehen, und auch die Cylinderdeckel sind hohl, damit sie durch Dampf geheizt werden können.

Zur Dampfvertheilung im Hochdruckcylinder werden Doppelschieber angewendet, von denen der Expansionsschieber ein Rider'scher Rundschieber ist. Er wird von einem Pröll'schen Federregulator — Seite 61 — beeinflußt. Der Regulator ist auf der Grundplatte der Dampfmaschine aufgestellt und wird von der Kurbelwelle aus durch Kegelräder getrieben. An dem Niederdruckcylinder wirkt ein Trick'scher Kanalschieber auf die Dampfvertheilung.

Da das Schwungrad zur Seite des Maschinenständers angeordnet werden muß, so ist die Kurbelwelle außerhalb des Maschinengestelles von einem besonderen Lager nochmals unterstützt. Innerhalb des Maschinengestelles ruht sie in drei Lagern, zwischen denen sie zweimal gekröpft ist. Die Kurbeln sind um 90° gegen einander versetzt.

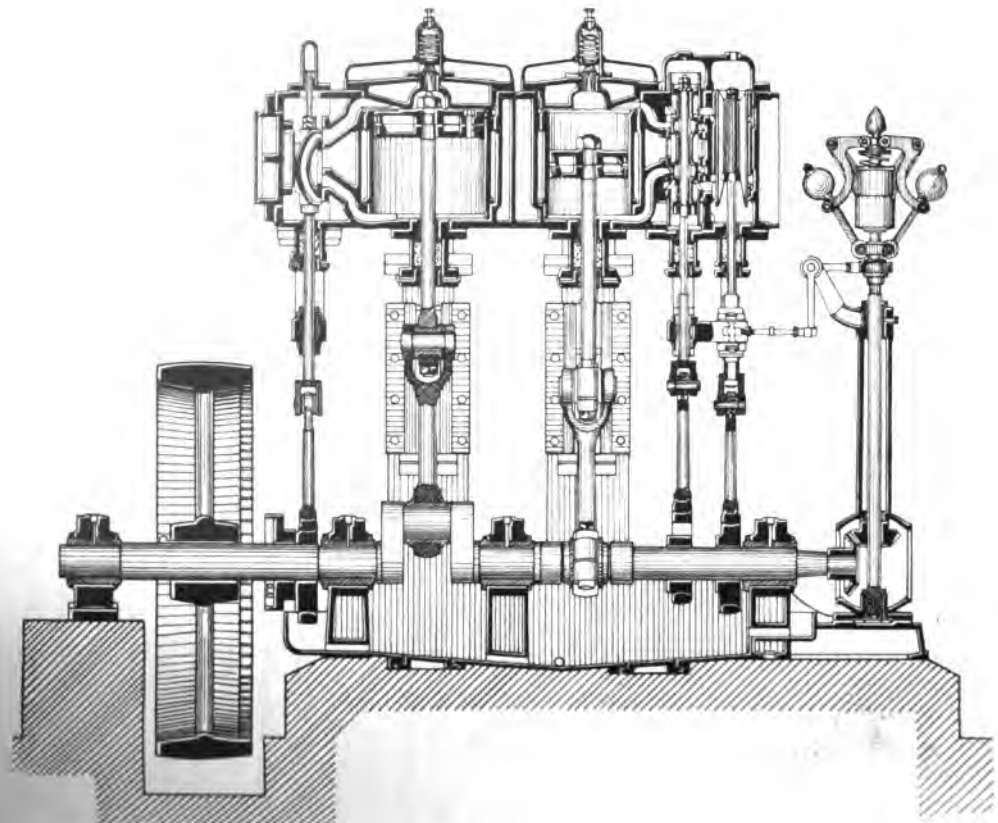


Fig. 648.

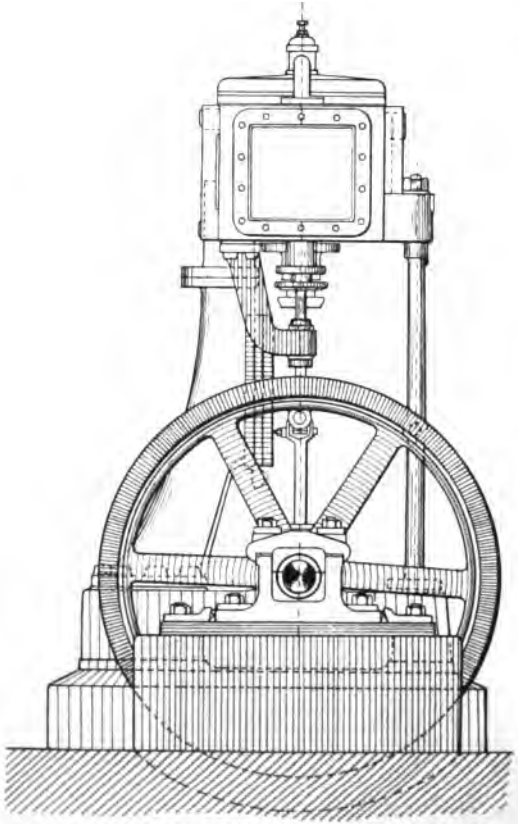


Fig. 649.

Bei jedem der beiden Dampfcylinder ist, namentlich wenn sie keine Dampfmäntel haben, ein Wasserventil vorgesehen, das unter Federbelastung steht. Beim Aufgang des Kolbens wird durch diese Ventile das Wasser, welches sich durch Condensation des Dampfes niederschlägt, aus dem Cylinder herausgedrückt. Wird diese Vorsichtsmaaßregel unterlassen, so kann sich leicht so viel Wasser oberhalb des Kolbens ansammeln, daß durch den Stoß bei der Bewegung des Kolbens der Cylinderdeckel zersprengt wird.

Eine stehende Dreifach-Expansionsmaschine von derselben Firma zeigt Fig. 650. Sie setzt sich aus einer Zweicylinderigen und einer Eincylinderigen

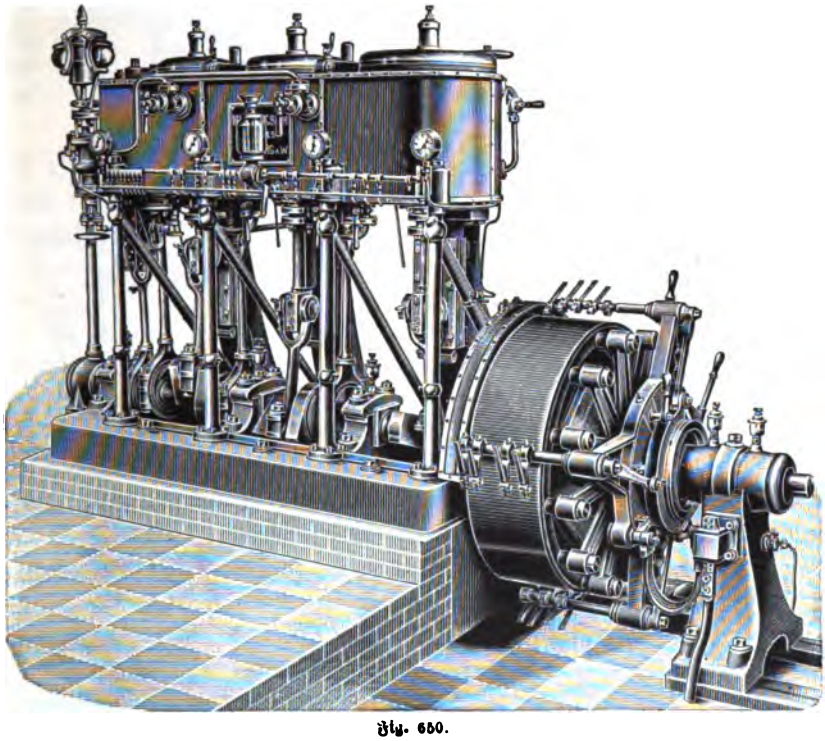


Fig. 650.

Maschine zusammen. Die drei Cylinder sind auf je einem Ständer aufgestellt, der an der Fundamentplatte befestigt ist. Auf der vorderen Seite sind vier schmiedeeiserne Stützsäulen angeordnet, welche ihrerseits durch schmiedeeiserne Streben gegen die Fundamentplatte abgestützt sind. Die dreifach gekröpfte Welle ruht einerseits in vier Lagern auf der Fundamentplatte, anderseits in einem Lager außerhalb des Maschinengestelles. Bei der dargestellten Maschine ist die Kurbelwelle mit der Dynamowelle direkt gekuppelt.

Die Dampfvertheilung versehen im Hochdruckcylinder zwei Kolbenschieber, im Mittel- und Niederdruckcylinder je ein Trick'scher Kanalschieber. Auf jedem der Cylinder ist wie bei der vorgenannten Maschine ein Ventil mit Federbelastung für die Ableitung des Condenswassers angebracht.

Es wird diese Maschine von der genannten Fabrik in den Größen entsprechend nachstehender Tabelle angefertigt:

Cylinderdurchmesser			Kolbenhub	Umdrehungen pro Minute	Indicirte Normalleistung bei 11, 12, 13 Atmosphären	Schwungrad		Gewicht
Hochdruck mm	Mitteldruck mm	Niederdruck mm	mm			Durchmesser mm	Breite mm	kg
230	330	460	300	200	110	1700	500	10 300
255	360	500	350	180	135	2000	600	12 575
280	400	550	400	165	170	2200		14 470
300	425	590	400	165	200	2200		15 790
320	450	640	450	150	240	2500		17 210
345	485	680	450	150	270	2500	Seil-	18 760
375	525	730	500	135	310	2800	scheiben	22 905
400	570	800	500	135	375	2800		25 005
420	600	840	600	120	440	3300		30 855
460	660	920	600	120	530	3300		33 645

Wenn ein Kesseldruck von 11—13 Atmosphären zur Verfügung steht, so steigern sich die in der Tabelle angegebenen Höchstleistungen um 15—38%. Die günstigste Cylinderfüllung für den Hochdruckcylinder ist bei dem genannten Kesseldruck mit 52—44% anzunehmen.

Die Kapsel-Verbundmaschine nach Patent Heinzmann ist als einfach wirkende Zweicylinder-Maschine nach Ausführung der Aktien-Gesellschaft H. Pauksch in Landsberg a. W. in Fig. 651 und 652 wiedergegeben. Die beiden Cylinder der Dampfmaschine sind auf einem geschlossenen Kurbelkasten stufenförmig neben einander aufgebaut. Der Niederdruckcylinder D setzt sich direkt auf den Kurbelkasten auf, während der Hochdruckcylinder C um die Höhe des Niederdruckcylinders höher angeordnet ist. Die Kurbelstange des Hochdruckkolbens H läuft an ihrem unteren Ende in einen cylindrischen Kreuzkopf F aus, an welchem die Schubstange J angreift.

Dem Hochdruckcylinder wird der Dampf von dem Rohr A aus durch das Schiebergehäuse B zugeführt, in welchem ein Kolbenschieber mittelst der Schieberstange z bewegt wird, die unter Einfluß der Excenterstange y steht. Der Dampf wird von dem Kolbenschieber B durch den Kanal b über den Hochdruckkolben H eingelassen und treibt diesen nach unten. Bei der Rückwärtsbewegung des Hochdruckkolbens strömt er durch denselben Kanal b wieder zurück, muß aber nunmehr durch die veränderte Schieberstellung in die Zwischenkammer c einströmen, von wo er unter den Hochdruckkolben H gelangt. Die Kolbenstange des Letzteren ist oberhalb des Kreuzkopfes zu einem Steuerkolben E ausgebildet, welcher den Dampf durch den Kanal f über den Niederdruckkolben G gelangen läßt. Durch denselben Kanal f wird beim Rückgang des Niederdruckkolbens der Dampf in das Auspuffrohr t zurückgedrängt.

Die Kurbelwelle, die zwei um 90° versetzte Kröpfungen hat, ruht innerhalb des Kurbelkastens in drei Lagern, von denen das mittlere q von oben nicht abgedeckt ist. An diesem Lager ist der Schneckenantrieb o angeordnet, der den Dampfschmierapparat in Thätigkeit zu setzen hat. Hinter dem Schwungrad T ist die Kurbelwelle nochmals durch ein Lager X unterstützt. Zwischen den Armen des Schwungrades ist der Achsenregulator eingebaut, nach Außen wird es durch ein gebogenes Blech T_1 vollständig abgedeckt. Alle bewegten Theile dieser Maschine

sind von dem Kurbelkasten eingeschlossen, der mit Wasser und Oel gefüllt wird. Da die bewegten Theile während des Ganges der Maschine in die Flüssigkeit eintauchen, so ist die Schmierung eine selbstthätige.

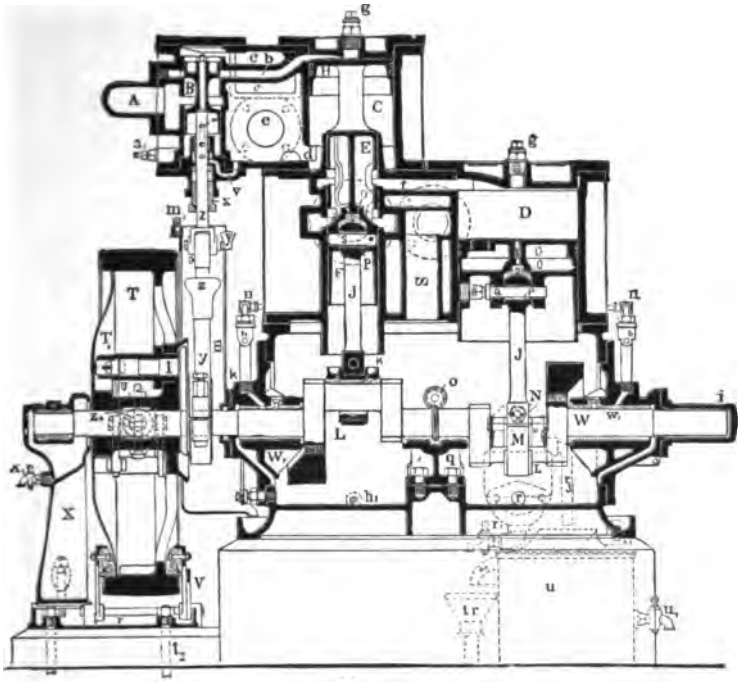


Fig. 651.

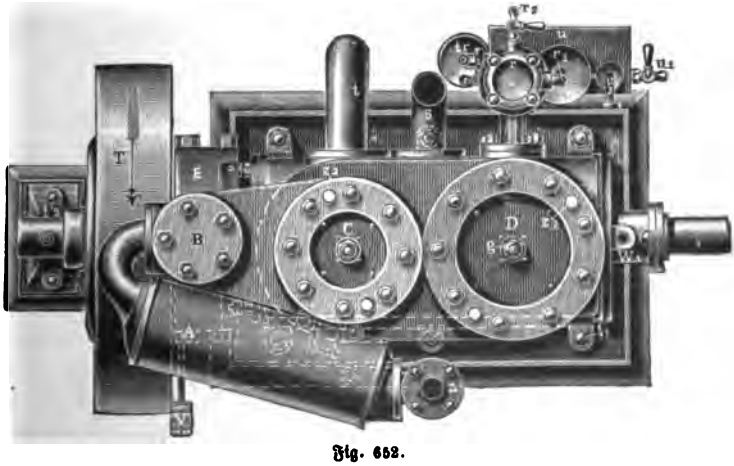


Fig. 652.

Diese Maschinen werden zum Betriebe von Dynamo-Maschinen besonders empfohlen, da sie für 200—500 Umdrehungen in der Minute gebaut werden. Die nachfolgende Tabelle giebt die Leistungen der Maschine für die verschiedenen Größen, wie sie die Fabrik ausführt, an:

Tabelle für normale Tourenzahlen. (Betriebsmaschinen für gewerbliche Zwecke.)

Größe No.	Cylinder-Bohrung Hochdruck	Cylinder-Bohrung Niederdruck	Kolbenhub	Umdrehungen in der Minute	Art der Belastung	Leistung in Pferdestärken: 6 Atmosphären Kesseldruck indicirt	6 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	6 Atm. effektiv	6 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	7 Atmosphären Kesseldruck indicirt	7 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	7 Atm. effektiv	7 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	8 Atmosphären Kesseldruck indicirt	8 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	8 Atm. effektiv	8 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	9 Atmosphären Kesseldruck indicirt	9 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	9 Atm. effektiv	9 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	10 Atmosphären Kesseldruck indicirt	10 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	10 Atm. effektiv	10 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	Gewicht
1	160	225	100	400	ökonom.	7	15,5	5	22	9	14	7	18	10	13	8	16	10	12,5	8	15,5	11	12	9	14,5	850
					maxim.	8		6		10		8		12		10		14		12		16		14		
2	190	270	120	360	ökonom.	11	15	8	20,5	13	13,5	10	17,5	15	12,5	12	15,5	16	12	13	15	17	11,5	14	14	1280
					maxim.	13		10		16		13		19		16		23		20		26		23		
3	225	320	140	330	ökonom.	16	14,5	12	19,5	20	13	16	16	22	12	18	14,5	24	11,5	20	14	26	11	22	13	2000
					maxim.	19		15		24		20		28		24		34		30		39		35		
4	270	380	170	300	ökonom.	24	14	19	18	31	12,5	26	15	34	11,5	29	13,5	37	11	42	12,5	39	10,5	34	12	3000
					maxim.	29		24		37		32		43		38		52		47		59		54		
5	320	450	210	270	ökonom.	38	13,5	30	17	48	12	40	14,5	53	11	45	13	58	10,5	50	12	61	10	53	11,5	5200
					maxim.	46		38		57		49		67		59		81		73		92		84		
6	380	550	250	250	ökonom.	62	13	50	16	79	11,5	67	13,5	88	10,5	76	12	95	10	83	11,5	101	9,75	89	11	7500
					maxim.	75		63		94		82		112		100		144		132		152		139		
7	450	640	300	225	ökonom.	92	12,5	74	15,5	116	11	98	13	130	10	112	11,5	141	9,75	123	11	148	9,5	130	10,75	11000
					maxim.	112		94		139		121		165		147		196		178		224		206		
8	560	780	350	200	ökonom.	142	12	116	15	181	10,5	155	12,5	201	9,75	175	11,25	219	9,5	193	10,75	230	9,25	204	10,5	15500
					maxim.	172		146		216		190		255		229		304		278		346		320		

Die oben angegebenen Zahlen für den Dampfverbrauch gelten für die ökonomisch günstigste Leistung.

Tabelle für erhöhte Tourenzahlen. (Betriebsmaschinen für Lichtbetrieb und besondere Zwecke.)

Größe No.	Cylinder-Bohrung Hochdruck	Cylinder-Bohrung Niederdruck	Kolbenhub	Umdrehungen in der Minute	Art der Belastung	Leistung in Pferdestärken: 6 Atmosphären Kesseldruck indicirt	6 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	6 Atm. effektiv	6 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	7 Atm. indicirt	7 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	7 Atm. effektiv	7 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	8 Atm. indicirt	8 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	8 Atm. effektiv	8 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	9 Atm. indicirt	9 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	9 Atm. effektiv	9 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	10 Atm. indicirt	10 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	10 Atm. effektiv	10 Atm. Dampf für die P. S. und Stunde	Gewicht
1	160	225	100	500	öconom.	8	15,5	6	21	11	14	9	17	12	13	10	15,5	13	12,5	11	15	14	12	12	14	850
					maxim.	10		8		13		11		15		13		18		16		21		18		
2	190	270	120	450	öconom.	13	15	10	19,5	16	13,5	13	17	19	12,5	16	15	20	12	17	14	21	11,5	18	13,5	1280
					maxim.	16		13		20		17		24		21		28		25		32		29		
3	225	320	140	400	öconom.	19	14,5	15	18,5	24	13	20	16	27	12	23	14	29	11,5	25	13,5	30	11	26	13	2000
					maxim.	23		19		29		25		34		30		40		36		46		42		
4	270	380	170	360	öconom.	29	14	23	18	37	12,5	31	15	41	11,5	35	13,5	45	11	39	12,5	47	10,5	41	12	3000
					maxim.	35		29		44		38		53		46		62		56		71		65		
5	320	450	210	320	öconom.	45	13,5	36	17	57	12	48	14	63	11	54	13	69	10,5	60	12	72	10	63	11,5	5200
					maxim.	54		45		68		59		81		72		96		87		109		100		
6	380	550	250	300	öconom.	74	13	60	16	95	11,5	81	13,5	105	10,5	91	12	114	10	100	11,5	121	9,75	107	11	7500
					maxim.	90		76		113		99		134		120		160		146		183		168		
7	450	640	300	260	öconom.	105	12,5	85	15,5	134	11	114	13	150	10	130	11,5	163	9,75	143	11	172	9,5	152	10,75	11000
					maxim.	129		109		160		140		191		171		226		206		259		239		
8	550	780	350	230	öconom.	163	12	133	15	207	10,5	177	12	230	9,75	200	11	251	9,5	221	10,75	263	9,25	233	10,5	15500
					maxim.	197		167		246		216		292		262		348		318		396		366		

Die oben angegebenen Zahlen für den Dampfverbrauch gelten für die öconomisch günstigste Leistung.

Eine einfach wirkende Dreicylinder-Maschine, welche ebenfalls in ein geschlossenes Gehäuse eingebaut ist, wird entsprechend Fig. 653 bis 656 von Feodor Siegel in Schönebeck a. d. E. gebaut. In den drei neben einander liegenden Cylindern kommen die Kolben einer nach dem anderen zur Wirkung. Es sind aber die Kröpfungen der Welle um 120° gegen einander versetzt, sodaß

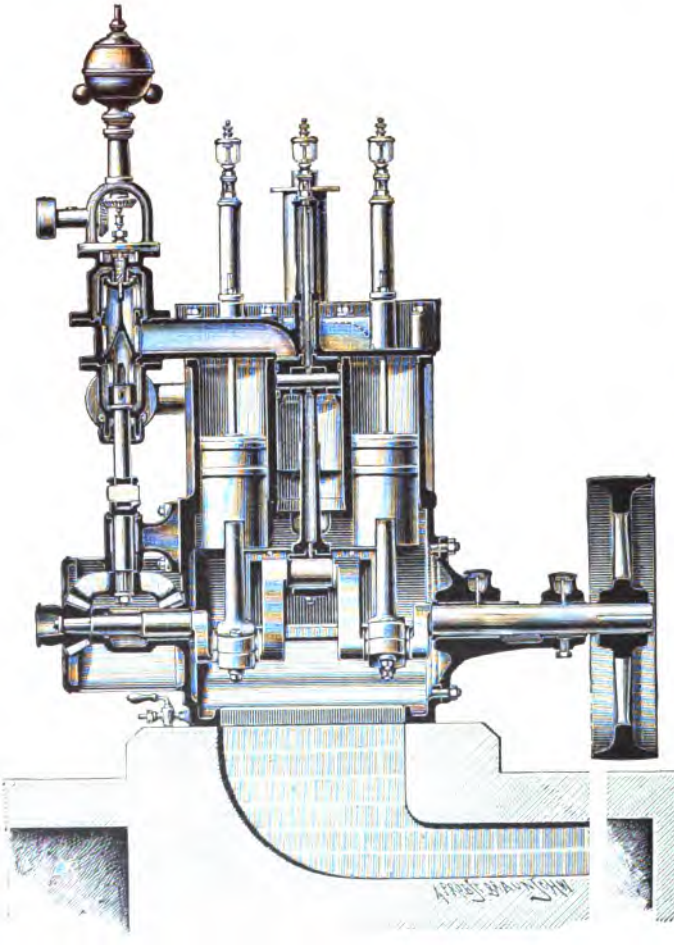


Fig. 653.

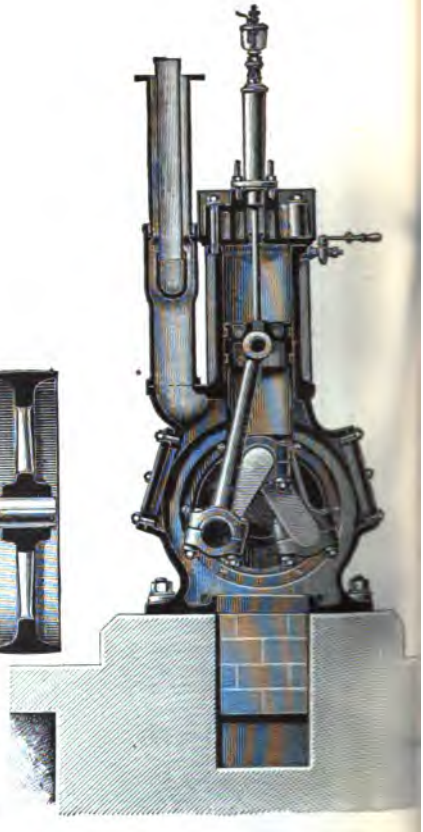


Fig. 654.

mindestens immer einer der drei Cylinder unter Druck steht. Da die Kolben nur Dampf von einer Seite erhalten, so können sie nach der offenen Seite um so viel verlängert sein, daß sie eine besondere Kreuzkopfführung erübrigen.

Die Schubstangen greifen direkt an den Kolben an, es ist deshalb auf die Schmierung der betreffenden Lagerstellen besonders zu achten. Bei der Siegel'schen Maschine sind Schmierrohre auf die Kolben aufgesetzt, die sich in einer Stopfbüchse

es Cylinderdeckels führen und in ein Oelgefäß oberhalb desselben hineinragen. Auf diese Weise wird das Oelgefäß den Schubstangenlagern zugeführt.

Das Steuerorgan ist ein mehrfach durchbrochener Kegel, welcher den Cylindern der Reihe nach den Dampf zuführt und den verbrauchten Dampf von ihnen wieder aufnimmt. Er ist so eingerichtet, daß er eine gleichmäßige drehende Bewegung erhalten kann, und er wird mittelst Kegelräder von der Kurbelwelle aus angetrieben. Durch die Anbringung einer durchbrochenen Haube oberhalb des Steuerkegels ist es möglich, den Dampf mit veränderlicher Expansion arbeiten zu lassen. Zur Einstellung der Expansion kann ein seitlich angeordneter Handhebel

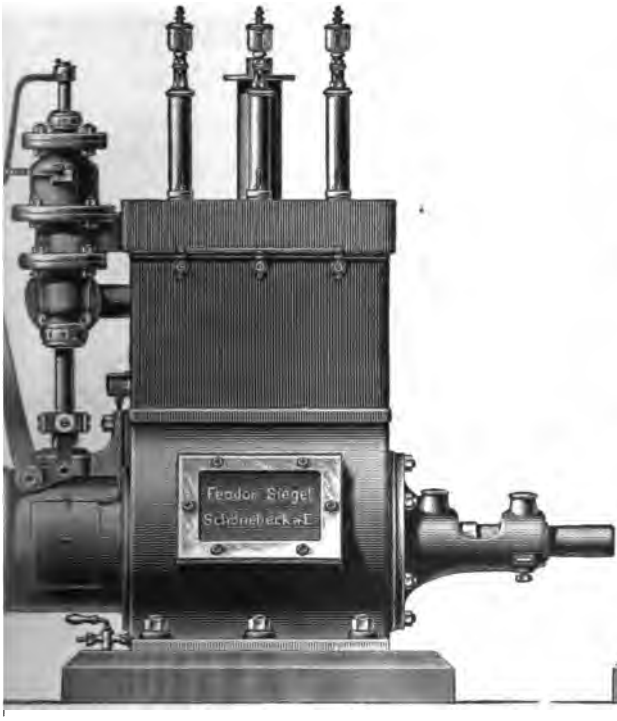


Fig. 655.

Fig. 656.

nutzt werden oder es verstellt sie der Regulator selbstthätig. Nur bei Maschinen, welche mit geringer Cylinderfüllung, also mit hoher Expansion arbeiten, ist ein eines Schwungrad nöthig. Andernfalls kann das Schwungrad fehlen.

Um die in dem geschlossenen Kurbelkasten befindlichen Theile zu kühlen, wird ein Luftstrom durch den Kasten hindurchgesaugt. Es ist dazu bei der dargestellten Maschine das Abdampfrohr mit einem Abzugskanal in dem Fundament so verbunden, daß der Abdampf dazu benutzt werden kann, um die erforderliche Saugwirkung hervorzurufen. Einfach wirkende Dreicylinder-Maschinen dieser Art baut die Fabrik in Größen entsprechend nachstehender Tabelle:

Cylinder-durchmesser mm	Hub mm	Umdrehungen in der Minute	Kolben-geschwindigkeit in Metern für die Sekunde	Spannung des Einlaßdampfes (Druck) 5 Atm.	6 Atm.	7 Atm.	8 Atm.	10 Atm.
				Füllungsgrade 0,3	0,25	0,2	0,15	0,125
				Pferdestärken				
65	100	500	1,66	1,8	1,9	1,9	2,1	[illegible]
75	115	450	1,72	2,5	2,7	2,7	2,9	[illegible]
85	130	400	1,73	3,2	3,5	3,5	3,6	[illegible]
100	150	350	1,75	4,5	4,9	4,9	5,1	5,5
120	180	300	1,80	7,8	8,5	8,5	7,4	8,2
140	210	280	1,96	11,6	12,6	12,5	10,9	11,9
160	240	265	2,12	16,5	17,7	17,7	15,4	16,9
180	260	250	2,16	21,3	22,9	22,9	20,0	22,0
200	280	235	2,19	27,6	29,8	29,8	25,2	27,6
225	300	220	2,20	36,3	39,2	39,2	32,0	35,0
250	320	205	2,18	41,0	44,4	44,5	39,6	43,5

Eine einfach wirkende Zweicylinder-Dampfmaschine, die als Westinghouse-Maschine bekannt ist, ist nach Ausführungen der Firma Garret Smith & Co. in Magdeburg-Buckau in Fig. 657 und 658 in der Form dargestellt, wie sie in Deutschland sich eingeführt hat. Die beiden Dampfcylinder A A sind mit dem Schiebercylinder B aus einem Stück gegossen und auf dem Kurbelwellenkasten C befestigt. Alle drei Cylinder sind nach unten offen. Um dem Kolben D auch ohne Anwendung von Kreuzköpfen eine genügende Führung zu geben, werden sie sehr lang gemacht. Die Schubstangen F F greifen wie gewöhnlich bei den einfach wirkenden Maschinen an den Kolben direkt an, und zwar an den Kolbenstiften o. Der Schiebercylinder B hat einen Kolbenschieber V, welcher als Steuerungsorgan dient. Dieser wird durch ein Excenter L direkt [illegible]. Die Excenterstange greift aber nicht an dem Steuerkolben direkt an, [illegible] an einem besonderen Kolben J, der mit dem Steuerkolben auf einer gemeinschaftlichen Kolbenstange befestigt ist und zur Führung des ersteren dient.

Der Kurbelwellenkasten C wird durch den Deckel h verschlossen. Er trägt die Lager für die Kurbelwelle H, von denen eines d an dem Deckel c des Kastens angebracht ist und mit diesem abgenommen werden kann. Zwischen den beiden Kurbeln G, welche durch die Gegengewichte X ausbalanciert sind, ist die Kurbelwelle H durch ein offenes Lager K nochmals unterstützt. Der Kurbelwellenkasten C ist mit Wasser und Oel so weit ausgefüllt, daß die bewegten Theile stets in die Flüssigkeit eintauchen und sich dadurch selbstthätig schmieren. Für das verbrauchte Oel wird der Flüssigkeit stets etwas neues Oel aus dem Oelbehälter O zugeführt, der hinter dem Steuercylinder B zwischen beiden Dampfcylindern angeordnet ist. Das Oel, welches aus dem Lager austritt, wird, wie dies bei dem Lager d zu erkennen ist, durch den Kanal unterhalb desselben in den Kurbelwellenkasten wieder zurückgeleitet. Von allen bewegten Theilen [illegible]

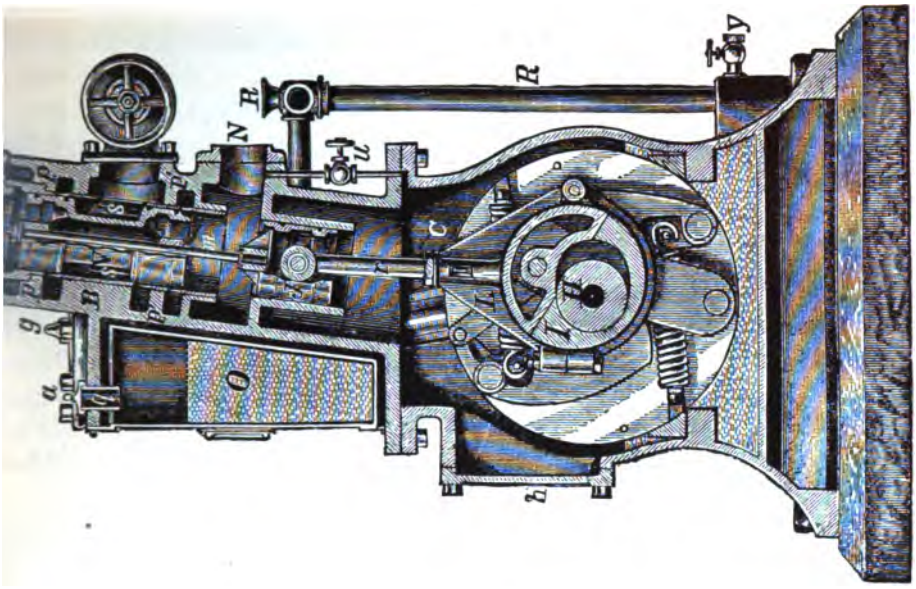


Fig. 656.

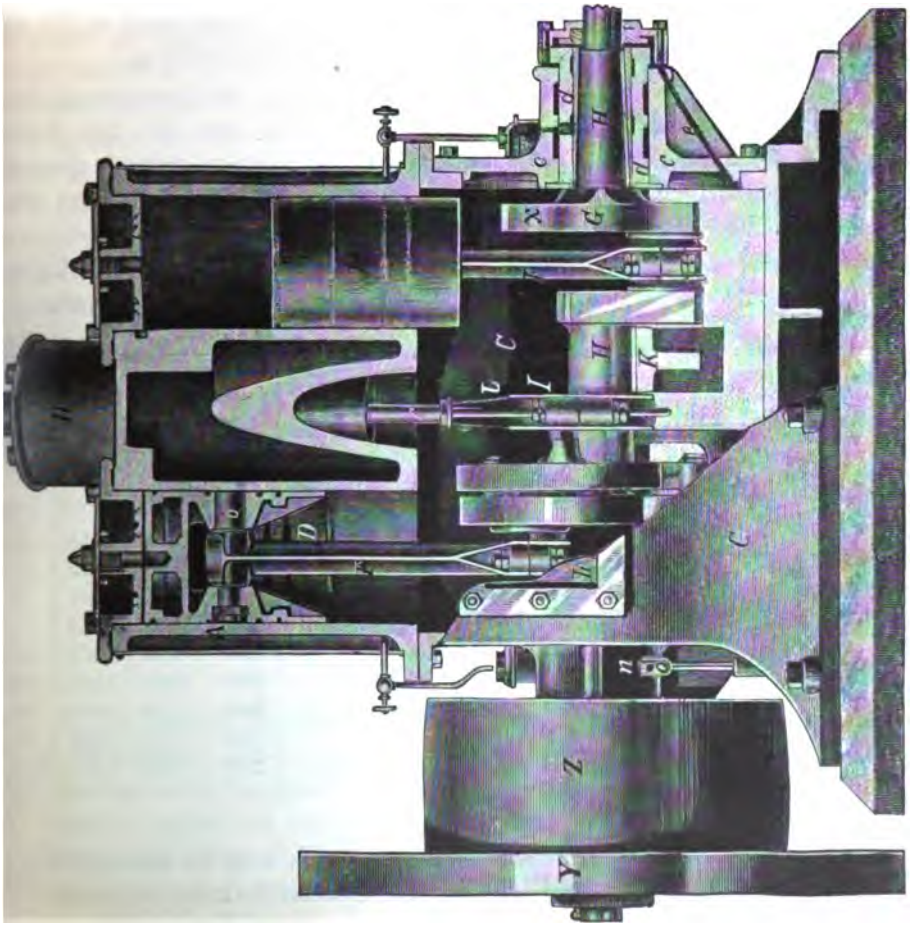


Fig. 657.

und Wartung muß möglichst wenig Arbeit erfordern. Fig. 660 giebt eine Darstellung, Fig. 661 einen Schnitt des sogenannten Dampf-Sparmotors der Fabrik.

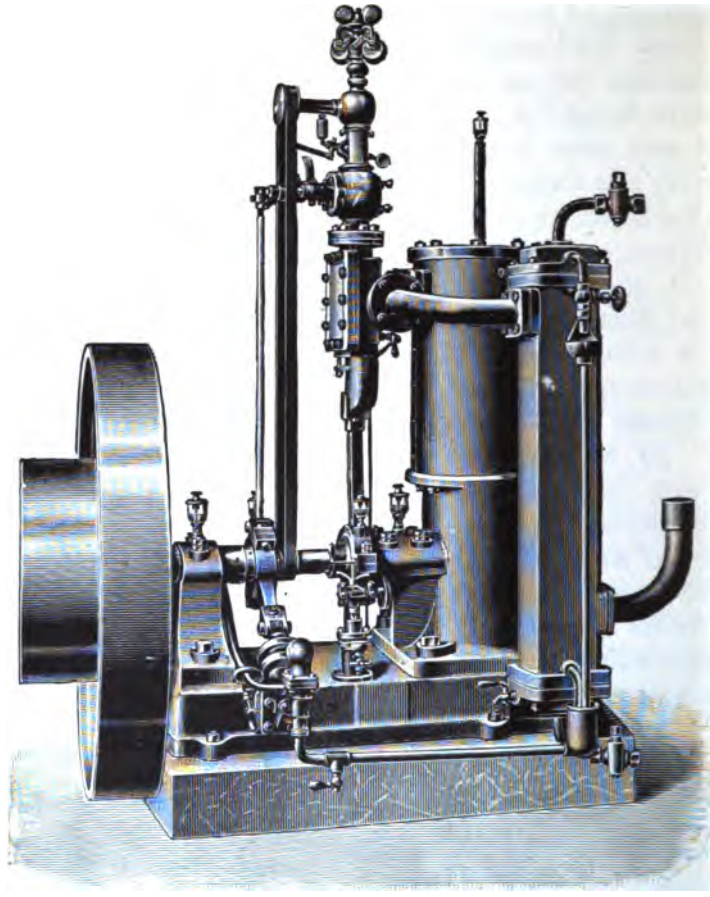


Fig. 660.

Der Dampfkolben B der einfach wirkenden Maschine ist von bedeutender Länge, damit er sicherer geführt wird, und die Kurbelstange C greift an den Bolzen I unmittelbar an und setzt die Kurbel D in Bewegung. Zur Schmierung des Kurbelzapfens ist eine besondere Schmiervorrichtung an dem Untersatz des Cylinders A angeordnet. Die Kurbelwelle ruht einerseits in einem langen Lager am Cylindergestell, anderseits in einem auf der Fundamentplatte E aufgesetzten Bocklager F und trägt an ihrem äußeren Ende ein Schwungrad mit Riemenscheibe. Die Steuerorgane werden von dem Excenter G bethätigt. Auf den Schieberkasten H ist das Einlaßventil J direkt aufgesetzt, welches von dem darüber und zwar liegend angeordneten Regulator direkt beeinflußt wird.

Neben dem Cylinder ist ein aufrechtstehender Condensator angeordnet. Der Abdampf der Maschine wird von dem Schiebergehäuse direkt in den Condensator

ıgeleitet und durch Kühlwasser niedergeschlagen. Die Speisepumpe, welche durch ı besonderes Excenter angetrieben wird, entnimmt das Wasser diesem Conısator. Nachstehende Tabelle giebt die Hauptverhältnisse für Motoren dieser rt, wie sie die Fabrik baut:

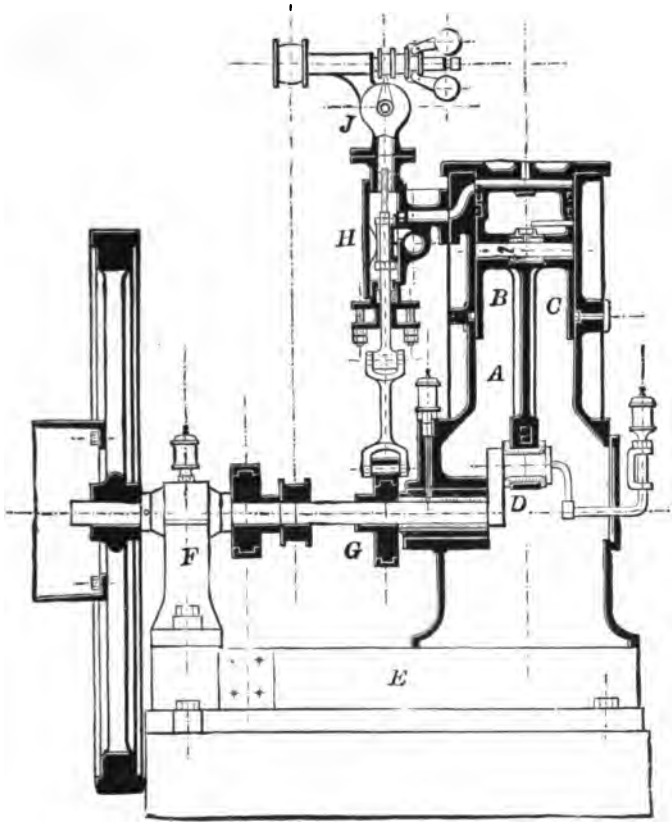


Fig. 661.

Normale Leistung in Pferdekräften	Höchste Leistung in Pferdekräften	Größe der Motoren			Heizfläche	Kolbendurchmesser und Hub	Umdrehungszahl in der Minute	Riemenscheibe		Schwungrad	
		Länge	Breite	Höhe				Durchmesser	Breite	Durchmesser	Breite
		m	m	m	qm	mm		mm	mm	mm	mm
1	$1^1/_2$	1,35	1,0	1,2	1,6	130	220	250	80	850	70
2	3	1,4	1,2	1,5	3,0	150	200	300	100	1000	80
3	4	1,6	1,4	1,7	4,0	170	190	400	120	1100	85
4	6	1,8	1,55	2,0	6,0	190	190	400	120	1150	90
6	8	1,9	1,7	2,2	8,0	210	190	500	150	1250	100
8	10	2,1	1,8	2,3	10.0	225	190	500	160	1350	100
12	15	2,8	1,6	2,6	16,0	270	175	700	280	1350	180
						2 Cylinder					
18	20	4,0	2,5	2,5	20,0	225	190	700	300	1350	180

Die Balancier-Dampfmaschinen.

Die ersten Maschinen mit Condensation, welche von dem Erfinder der Dampfmaschine, James Watt, gebaut worden sind, waren Balancier-Maschinen. Es sind dies Dampfmaschinen mit stehendem Cylinder, bei denen die Uebertragung der Kraft von dem hin- und hergehenden Kolben auf eine drehende Bewegung der Kurbelwelle durch Vermittelung eines Balanciers erfolgt. Wir haben einen solchen Balancier bereits Band I, Seite 839 besprochen.

Heute sind diese Balancier-Maschinen nur noch wenig in Gebrauch. Wegen ihres langsamen Ganges kommen sie fast nur noch bei Pumpwerken vor. Beliebt sind sie noch als Maschinen für die Raddampfer, welche an der Küste von Nordamerika und auf den amerikanischen Strömen verkehren.

Eine Balancier-Maschine, wie sie bisher gebräuchlich war, zeigen in ihren Hauptverhältnissen Fig. 662 und 663. Der Balancier B ruht in den Lagern L auf der Säule S. Der Hochdruckcylinder C_1 und der Niederdruckcylinder C_2 sind neben einander aufgestellt und mittelst der Gelenkstangen b e und c f wirken die Kolbenstangen auf den Balancier ein. Seine schwingende Bewegung, welche er dabei erhält, überträgt er durch die Zugstange Z, die an dem anderen Ende des Balanciers aufgehängt ist, auf die Kurbel der Kurbelwelle.

Neben dem Dampfcylinder ist der Condensator aufgestellt, dessen Luftpumpe an der Gelenkstange a d angreift. Das Watt'sche Parallelogramm, welches zur Geradführung dient, wird durch den Gegenlenker d m geführt, der an einem leichten Gestell seinen Stützpunkt findet. Die Pumpenstangen sind bei h an den Balancier direkt aufgehängt.

Weisbach*) äußert sich über die Balancier-Maschinen:

„Da der Ausschlagwinkel des Balanciers innerhalb gewisser Grenzen verbleiben und der Balancier bei gegebenem Kolbenhube eine erhebliche Länge erhalten muß, so erfordern Balancier-Maschinen größere Grundflächen, als die stehenden Maschinen."

Das Fundament muß sehr kräftig ausgeführt werden, weil es nicht nur das Gewicht der Maschinentheile zu tragen hat, sondern auch die Kräfte aufnehmen muß, welche von dem Kolben auf die Kurbel übertragen werden.

Lueger**) sagt über die Balancier-Maschine, daß die Vortheile in geringer Abnutzung der Dampfcylinder und Stopfbüchsen liegen und daß sich dadurch die Stopfbüchsen auch leichter dicht halten lassen. Das Kurbelwellenlager wird nur einseitig beansprucht; auch sind alle Theile bequem zugänglich für die Ueberwachung und Bedienung. Als Nachtheil ist der große Raum, den die Maschine erfordert, und die weitläufige Fundamentanlage hervorgehoben. Wegen der umständlichen Fortleitung der Kraft, welche auf den Kolben durch den Balancier und den Kurbelmechanismus nach der Kurbelachse hin wirkt, und wegen der großen

*) Weisbach, „Ingenieur- und Maschinenmechanik".

**) Lueger, „Lexikon der gesammten Technik I".

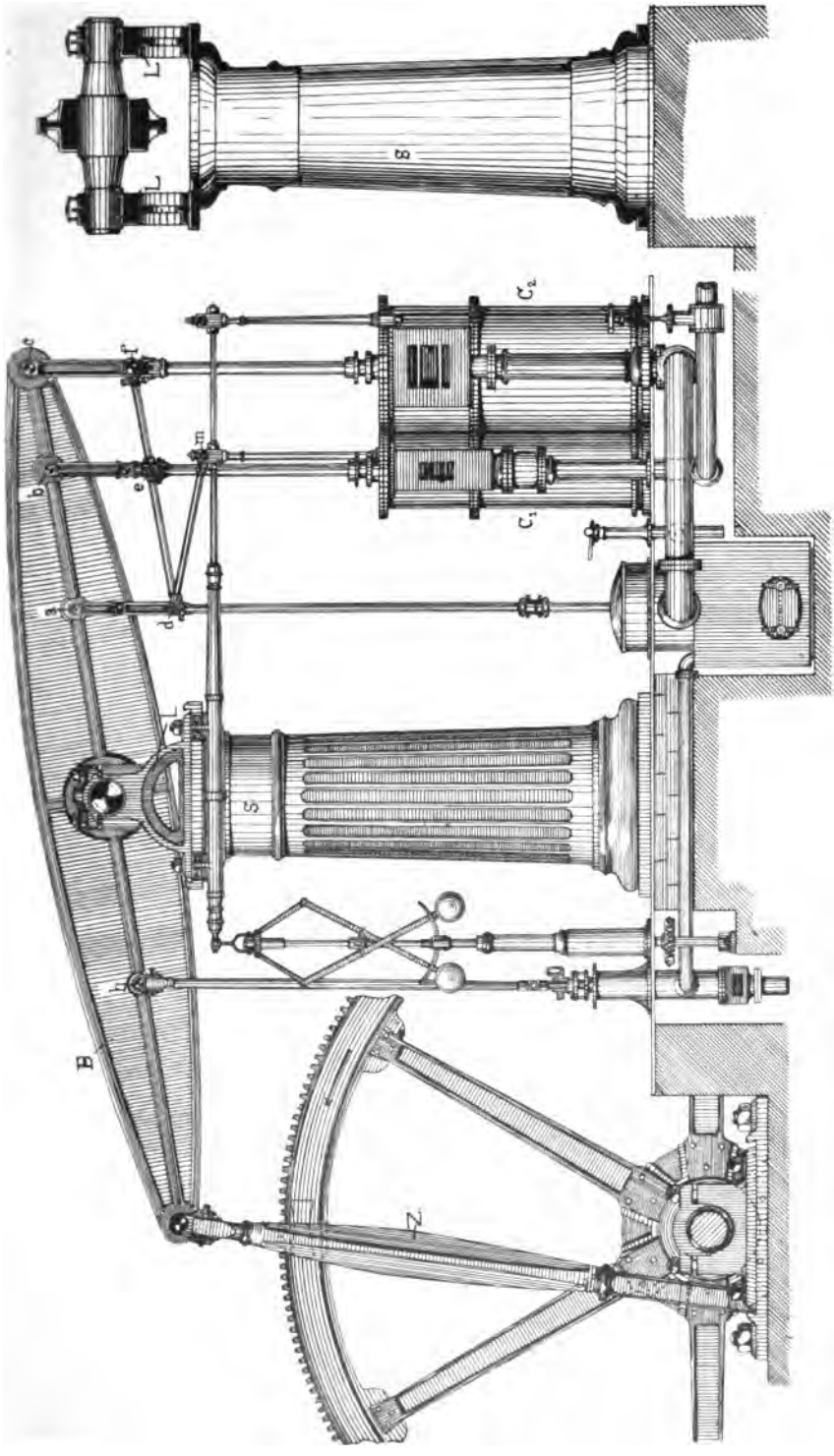


Fig. 662.

Fig. 663.

Massen der Maschinentheile dürfen die Balancier-Maschinen nur eine geringe Umdrehungszahl machen.

Für die amerikanischen Raddampfer kommen Einzylinder-Maschinen mit Condensation bis zu einer Leistung von 3000 P. S. zur Anwendung. Der Balancier wird kurz und für einen Ausschlagwinkel von 70 bis 75° gebaut, damit der Maschinenraum nicht zu groß wird. Der Hub der Maschinen beträgt 2,5 bis 4,6 m und die Kolbengeschwindigkeit 150 bis 200 m in der Minute.

In neuerer Zeit erregte eine Balancier-Maschine großes Aufsehen, die Corliß für die Weltausstellung zu Philadelphia baute, und es sei deshalb diese hier besonders besprochen. Fig. 664 und 665 zeigen zwei Ansichten der Maschine. Sie ist eine Zwillings-Balancier-Maschine. Vier Dreiecksständer aus Gußeisen dienen zur Stützung der beiden Balanciers. Die Ständer sind auf einem gußeisernen Rahmen aufgebaut, der die Dampfcylinder sowohl, als auch die Kurbelwellenlager trägt. Durch diese Anordnung soll es erreicht werden, daß die schwingenden Massen der Maschine weniger auf die Fundamentanker einwirken. Die Kolbenstangen sind nicht, wie dies bei Balancier-Maschinen üblich ist, mittelst Gelenkstangen gerade geführt, vielmehr tragen

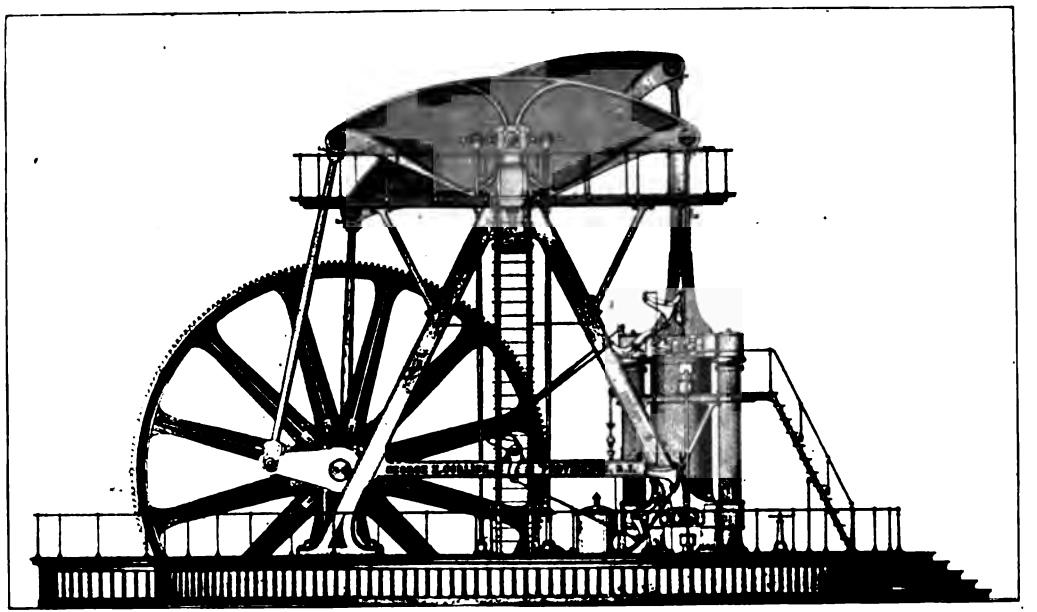


Fig. 664.

sie einen Kreuzkopf, der in senkrechter Geradführung entlang gleitet. Letztere dienen zugleich auch mit den Ständern der Balancier-Maschine als Träger für eine Plattform, die sich um den oberen Theil der Maschine vollständig herumzieht. Als Steuerungsorgane sind die von Corliß meistens verwendeten Rundschieber benutzt.

Das Schwungrad ist zwischen beiden Maschinen angeordnet und an seinem Umfang verzahnt, sodaß seine Kraft auf ein kleineres Zahnrad direkt übertragen werden kann. Obgleich das Schwungrad etwa 17 m Umfangsgeschwindigkeit hat, war durch die vorzügliche Bearbeitung der Zähne der Gang der Maschine ein so ruhiger, daß Erschütterungen nicht zu spüren waren.

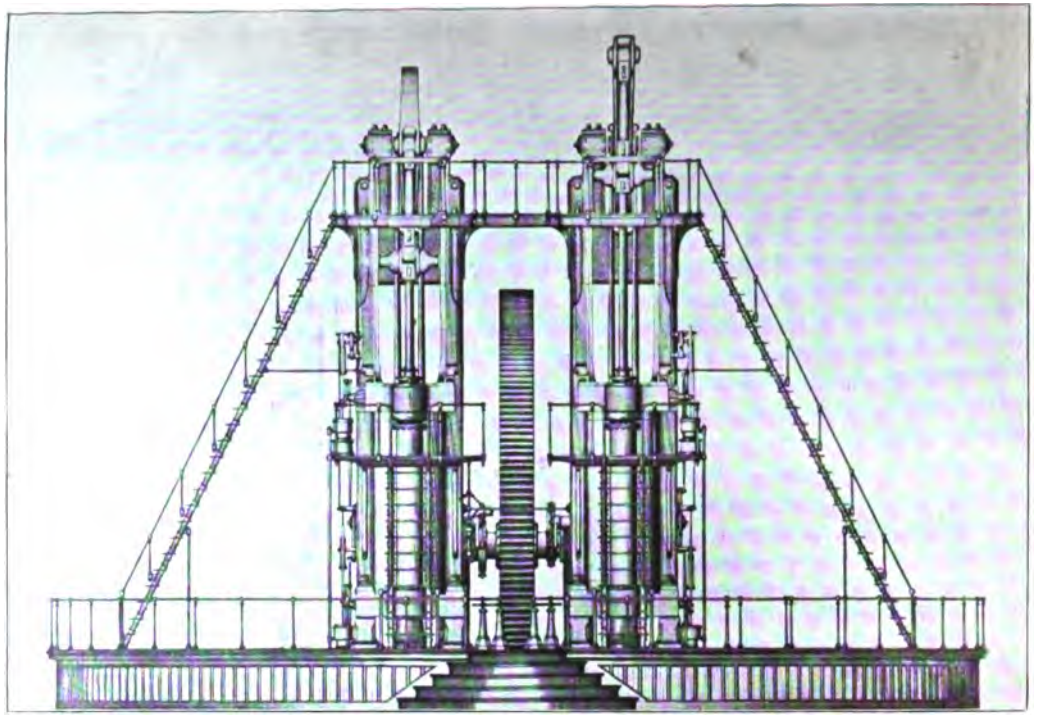


Fig. 665.

Die Maschine, welche die große Maschinenhalle auf dem Aufstellungsplatze betrieb, leistete 2000 Pferdestärken und hatte ein Gesammtgewicht von 600—700 kg. Später wurde die Maschine in der Waggonfabrik der Pullmann Car. Co. bei Chicago aufgestellt.

Schrägliegende Dampfmaschinen.

Diese Dampfmaschinen, welche weder als stehende, noch als liegende bezeichnet werden können, kommen, wie wir bereits Seite 461 ff. besprochen haben, in verschiedenen Anordnungen vor. Es sei hier nur eine Zwillingsmaschine besprochen, wie sie von der Cottbuser Maschinen-Bauanstalt und Eisengießerei A.-G. in Cottbus zum Antrieb für Dampfhaspeln benutzt wird. Fig. 666 giebt eine Darstellung dieser Maschine. Die Dampfcylinder sind, unter

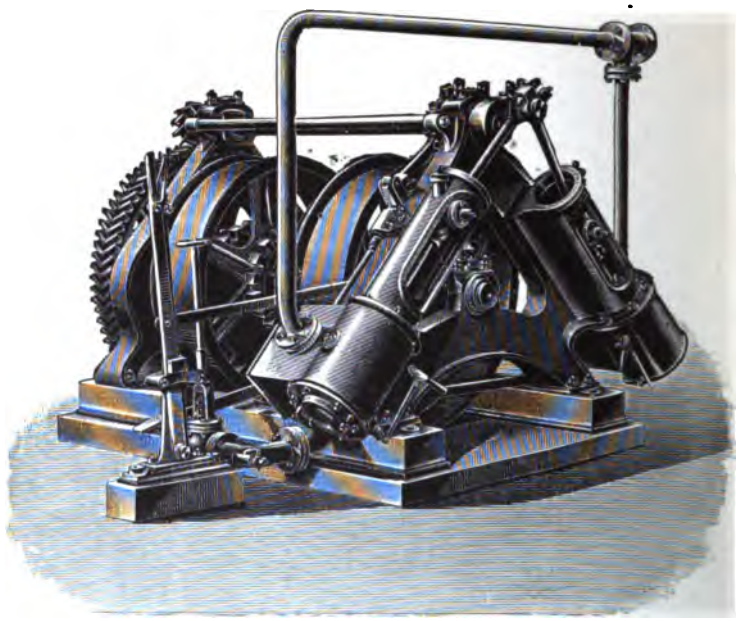


Fig. 666.

einem Winkel von 45° gegen einander geneigt, an dem Seitenständer der Dampfhaspel angebracht. Die Rundführungen sind an dem Ständer angegossen und die Dampfcylinder gegen diese geschraubt. Beide Schubstangen umgreifen mit ihren Köpfen den gemeinschaftlichen Kurbelzapfen der Antriebswelle.

Dampfmaschinen, welche zum Betrieb von Dampfhaspeln dienen, also zum Heben und Senken von Lasten bestimmt sind, müssen eine Umsteuerung zulassen, d. h. die Steuerung muß eine solche sein, daß die Maschinen ebenso gut rechts, als links herum laufen können.

Transportable Maschinen.

Wie wir wissen, werden hierunter Dampfmaschinen verstanden, welche zeitweise oder dauernd ihren Aufstellungsort verändern. Charakteristisch ist für diese Maschinen die Art der Verbindung mit dem Kessel. Man unterscheidet darnach, ob die Maschinen von dem Kessel direkt getragen werden, oder ob sie von dem

ſſel getrennt und nur auf demſelben Fundamentrahmen aufgeſtellt ſind. Ein-
her und leichter für den Transport iſt die erſtere Aufſtellung, beſſer aber die
tere, weil die Maſchinentheile von den Erſchütterungen des Keſſels und unter
m Einfluß ſeiner Wärme nicht ſo zu leiden haben. Werden die Maſchinen auf
m Keſſel direkt aufgebaut, ſo ſind ſie faſt immer liegend angeordnet, im anderen
lle findet ſich ſowohl die liegende, als auch die ſtehende Anordnung.

Sehen wir von den Lokomotiven ab, deren Beſprechung hier zu weit führen
ürde, ſo ſind es namentlich die Lokomobilen, welche uns hier intereſſiren.

Eine Lokomobile mit einer Eincylindermaſchine nach Ausführung von
. Wolf in Magdeburg-Buckau iſt in Fig. 667 und 668 dargeſtellt. Auf dem
eſſel iſt die Dampfmaſchine direkt aufmontirt. Der Cylinder, welcher den
chieberkaſten trägt, ſtützt ſich mittelſt eines Fußes auf den Keſſel. Ebenſo iſt
uch die Geradführung und ſind auch die Kurbelwellenlager auf dem Keſſel

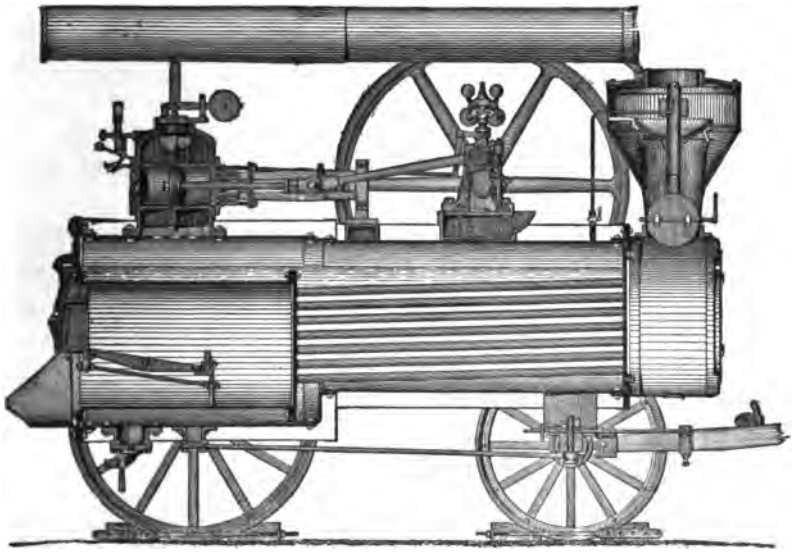


Fig. 667.

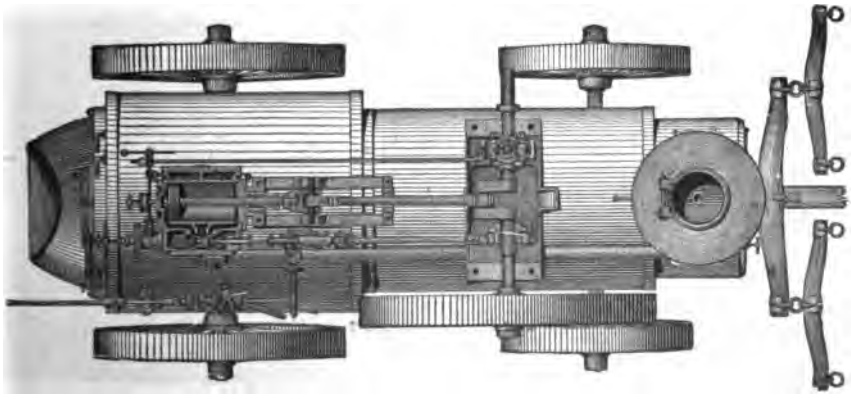


Fig. 668.

unmittelbar aufgeschraubt. Der ganze Cylinder ist von einem Dampfmantel umgeben, welcher mit dem Kesselinneren in Verbindung steht, sodaß stets frischer Dampf den Cylinder umspült. An diesen Dampfmantel schließt sich der Schieberkasten direkt an, und es macht sich sonach eine besondere Dampfzuleitung überflüssig. Auch die Sicherheitsventile für den Kessel sind oberhalb des Cylinders auf dessen Dampfraum angebracht. Es kann daher der Dampfmantel als Dampfdom für den Kessel ausgebildet werden, in welchen der Cylinder eingebaut ist. Der Querschnitt Fig. 669 läßt dies noch deutlicher erkennen. Der Dampfmantel des Cylinders steht mit dem Kesselinneren durch mehrere Löcher in Verbindung, sodaß der Dampf den Cylinder umgeben und in den Schieberkasten eintreten kann. Der Abdampf wird durch einen Kanal unterhalb des Cylinders fortgeführt.

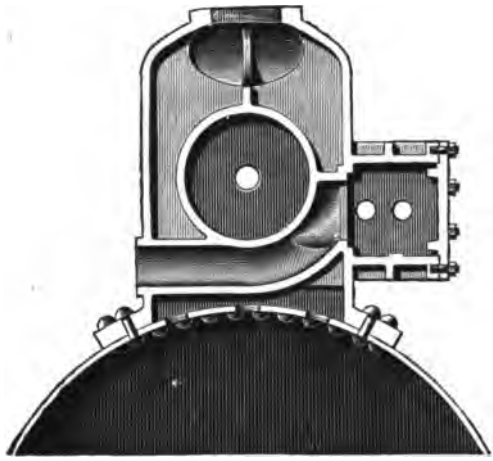


Fig. 669.

Für größere Leistungen werden Zweicylinder-Verbund-Maschinen oder auch Zwillings-Maschinen benutzt. Fig. 670 ist eine Darstellung einer solchen Verbund-Lokomobile derselben Firma; Fig. 671 giebt einen Schnitt und Fig. 672 einen Grundriß derselben. Die allgemeine Anordnung der Maschinentheile oberhalb

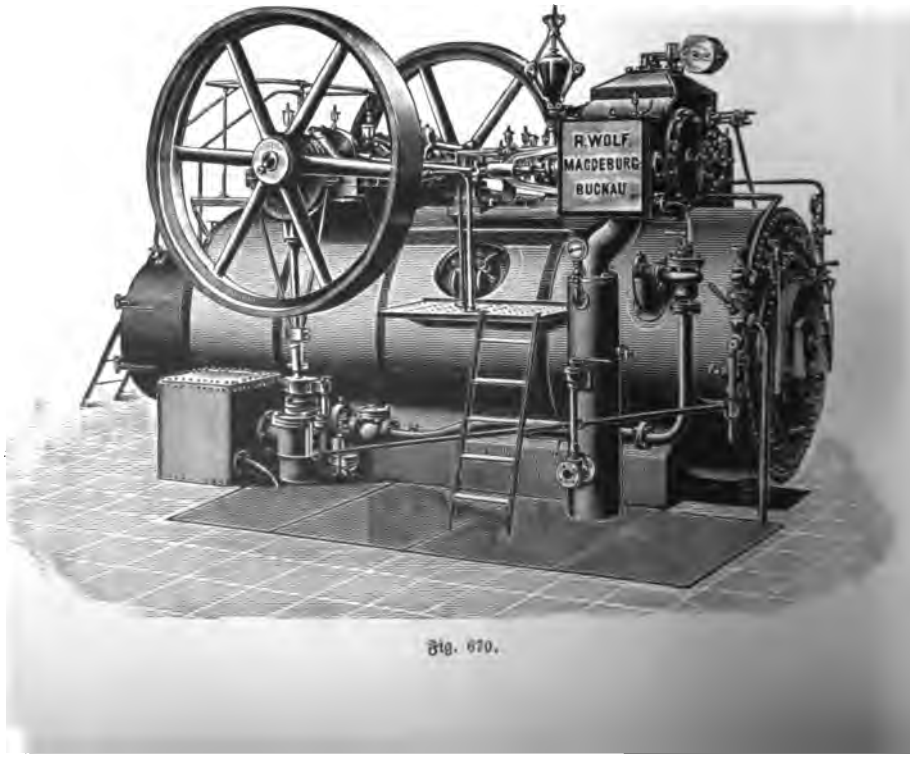


Fig. 670.

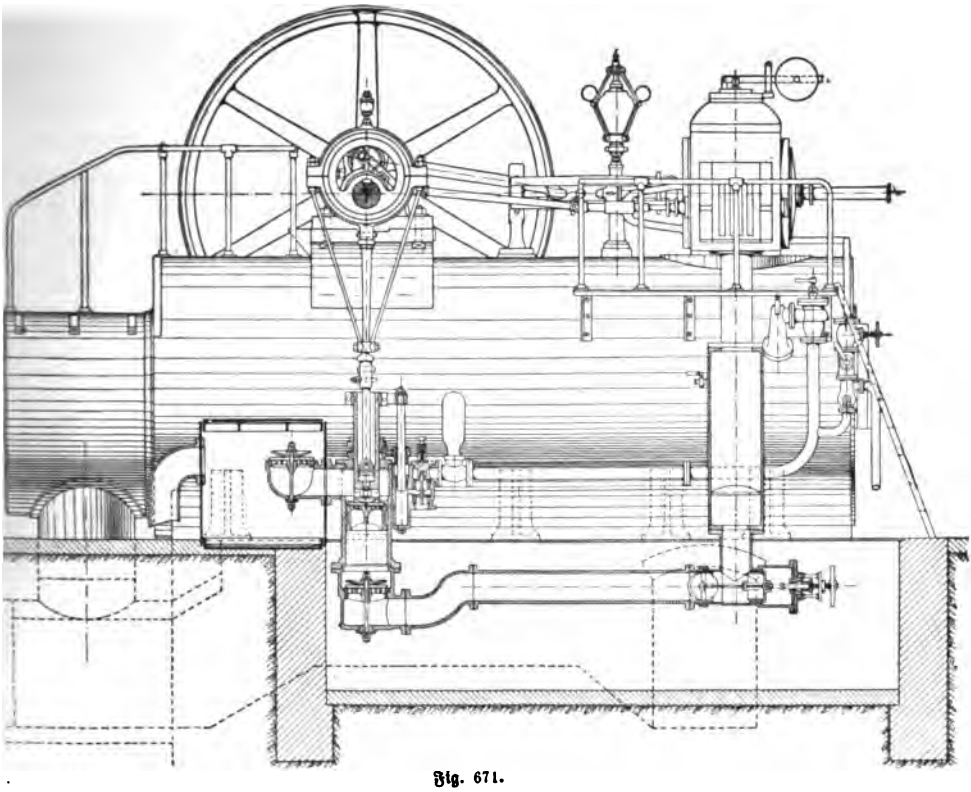


Fig. 671.

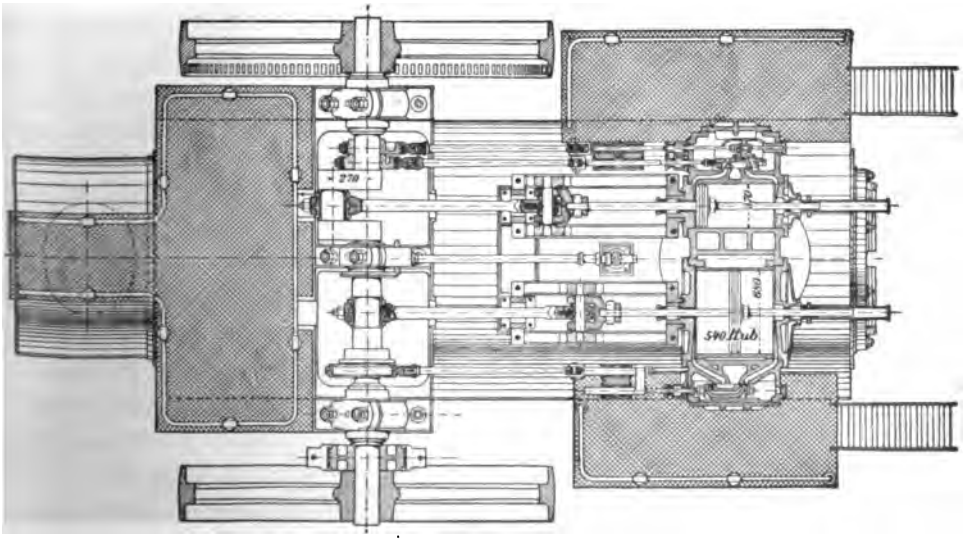


Fig. 672.

des Kessels ist dieselbe, wie bei der Eincylindermaschine. Der Kessel ruht indessen auf Tragfüßen und nicht auf Rädern.

Um zu allen beweglichen Theilen der Maschinen bequem herankommen zu können, ist vor der Kurbelwelle sowohl, wie zu beiden Seiten der Cylinder je eine Plattform vorgesehen. Die Kurbelwelle trägt an ihren freien Enden je ein Schwungrad und auch die Excenterstange zum Antrieb der Condensationspumpe ist außerhalb der Kurbelwellenlager angeordnet. Zwischen beiden Geradführungen ist der Regulator auf dem Kessel direkt aufgestellt. Die Steuerung für den Hochdruckcylinder besteht in einer Rieder-Doppel-Steuerung, während der Niederdruckcylinder einen Trick'schen Kanalschieber hat. Die beiden neben einander liegenden Cylinder bilden mit dem sie umgebenden Gehäuse ein Gußstück. Fig. 673 zeigt

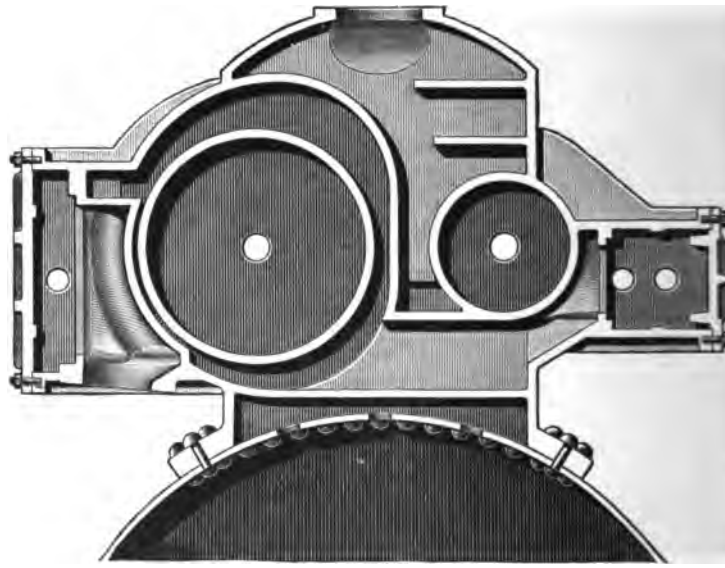


Fig. 673.

einen Schnitt durch das Gehäuse mit beiden Cylindern. Es ist durch Zwischenwände so eingetheilt, daß der kleinere Hochdruckcylinder vom Kesseldampf direkt umgeben wird, während der Niederdruckcylinder von dem Dampf umspült wird, welcher den Hochdruckcylinder verläßt. Dieser Dampf wird darauf in dem Niederdruckcylinder selbst als Betriebsdampf benutzt.

Lokomobilen bis zu zwölf Pferdestärken erhalten nur ein Schwungrad, größere Maschinen werden mit zwei Schwungrädern ausgerüstet. Wenn bei größeren Maschinen die ganze Kraft von einem Schwungrad abgeleitet werden soll, wie dies beispielsweise beim Antrieb von Dynamo-Maschinen der Fall ist, so muß die Kurbelwellenlagerung hierfür besonders eingerichtet werden. Der Riemenantrieb kann aber auch von einer besonderen Riemenscheibe erfolgen, welche auf dem freien Ende der Kurbelwelle dem Schwungrad gegenüber aufgebracht wird.

Bei den Verbund-Lokomobilen wird, wie die Ausführungsform Fig. 670 zeigt, gewöhnlich eine Condensationseinrichtung getroffen. Der Condensator wird direkt

n das Auspuffrohr des Niederdruckcylinders angeschlossen und mit einem Zulauf ir das Speisewasser versehen. In dem Verbindungsrohr zwischen Condensator nd Luftpumpe ist ein Wechselventil eingeschaltet, um erforderlichen Falles auch hne Condensation arbeiten zu können. Die stehend angeordnete Luftpumpe wird urch ein Excenter von der Kurbelwelle aus betrieben. Mit der Luftpumpe ist eine 'esselspeisepumpe verbunden, welche das Condensationswasser in den Kessel drückt.

Die Lokomobilen, bei denen die Dampfmaschine auf den Kessel direkt montirt t, haben den Vortheil, daß sie für den Transport bequemer sind und weniger Raum erfordern, als Lokomobilen mit von dem Kessel getrennter Dampfmaschine. Diesem Vortheil steht indessen der schwerwiegende Nachtheil gegenüber, daß alle Theile der Dampfmaschine von den Kesselwänden heiß werden. Es muß deshalb er Schmierung aller Maschinentheile besondere Aufmerksamkeit gewidmet und ein Schmiermaterial verwendet werden, welches bei der hohen Temperatur noch brauchbar ist. Auch die Wartung der Maschine derartiger Lokomobilen ist schon deshalb umständlich, weil alle Maschinentheile hoch liegen. Es kommt hinzu, daß der Raum über dem Kessel durch leitende und strahlende Wärme für eine sorgfältige Wartung sehr ungeeignet ist. Wo es deshalb nicht darauf ankommt, an Raum n der Ebene des Maschinenbodens zu sparen, dort ist es vortheilhafter, Dampfmaschinen aufzustellen, bei denen die Maschine von dem Kessel vollständig getrennt ist.

Eine transportable Dampfmaschine mit vom Kessel getrennt aufgestellter Maschine ist nach Ausführung der Maschinenfabrik von Weise & Monski in Halle a. S. in Fig. 674 dargestellt. Der stehende Kessel und die stehende Dampfmaschine sind auf einer gemeinsamen Grundplatte aufgebaut. Die Dampfmaschine hat einen besonderen Fundamentrahmen, an welchen sowohl der

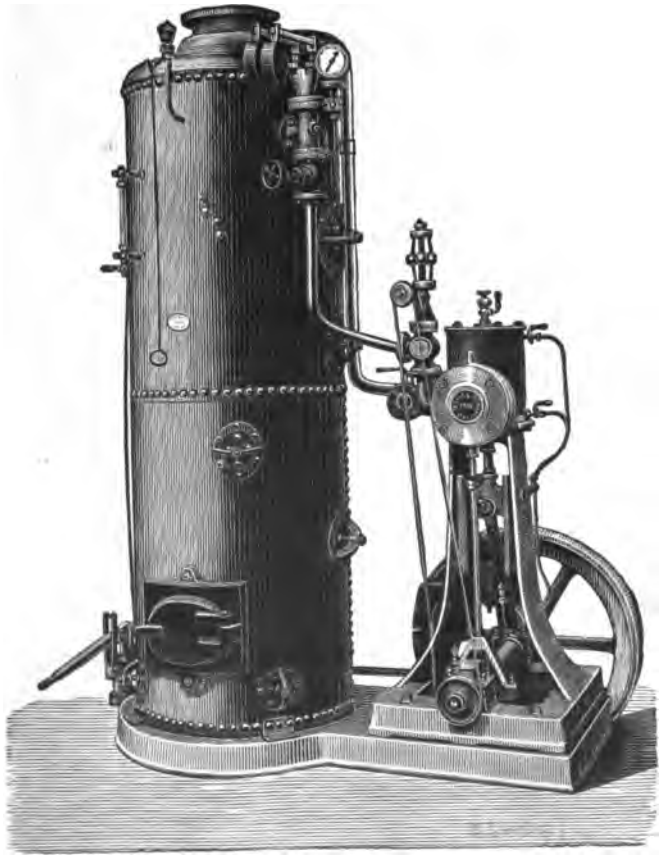


Fig. 674.

Maschinenständer mit den Geradführungen für den Kreuzkopf, als auch die Kurbelwellenlager direkt angegossen sind. Derartige Maschinen sind vorzugsweise für Kleinbetrieb bestimmt. Sie werden von der Fabrik in Größen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Effektive Leistung in Pferdestärken	2	3	4	5–6	7	8—10	12–14
Durchmesser des Dampfcylinders in mm	115	135	150	180	200	220	265
Kolbenhub in mm	130	180	220	220	260	300	380
Tourenzahl per Minute	230	180	150	150	135	120	110
Durchmesser des Dampfzuführungsrohres in mm	25	32	32	38	45	50	65
„ „ Dampfausgangsrohres in mm .	32	38	38	45	50	70	80
„ „ Schwungrades in mm	600	800	900	1000	1200	1400	1500

Besondere Arten von Dampfmaschinen. Die Dampfmaschinen mit überhitztem Dampf.*)

Es wurde bereits früher darauf hingewiesen, daß der gesättigte Dampf, dessen Druck und Spannkraft in der Dampfmaschine ausgenutzt werden soll, an den Cylinderwandungen abkühlt und infolgedessen als Wasser auf ihnen niederschlägt. Es geschieht dies selbstverständlich zum Nachtheil der Nutzwirkung der Dampfmaschine, und wenn auch dieses Wasser innerhalb des Dampfcylinders stets wieder verdampft wird, so kann diese neue Verdampfung nur auf Kosten von Wärme erfolgen, welche in der Maschine nutzbar gemacht werden sollte. Das Niederschlagwasser verdampft, sobald die Ausströmöffnung geöffnet wird, und erhöht dadurch die Spannung des abziehenden Dampfes. Dieser Verlust wird bei den Dampfmaschinen mit Condensation ein größerer sein müssen, als bei den Hochdruck-Dampfmaschinen, weil der Temperaturunterschied des eintretenden und des abziehenden Dampfes bei ersteren ein höherer ist, als bei den letzteren. Zur Verringerung des Verlustes der Dampfmaschinen, die mit gesättigtem Dampf arbeiten, umgiebt man, wie schon wiederholt erwähnt wurde, die Dampfcylinder mit einem Dampfmantel. Man verringert wohl dadurch die Menge der Niederschläge, vollständig beseitigen kann man aber dadurch den Uebelstand nicht.

Schon seit langen Zeiten ist man bestrebt, durch Anwendung von überhitztem Dampf die Nutzwirkung der Dampfmaschine zu heben. Die Schwierigkeiten, welche jedoch daraus entstehen, daß alle Gleitflächen der Maschine dabei noch höher erhitzt werden müssen, als bei Anwendung gesättigten Dampfes, sind so bedeutend, daß man immer wieder von der Anwendung überhitzten Dampfes absah. Eine erfolgreiche Schmierung der gleitenden Flächen und eine erfolgreiche Abdichtung

*) Die Besprechungen der Heißdampfmaschine stützen sich auf die Angaben der Aschersleb ener Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. W. Schmidt & Co. in Aschersleben, der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1894", die Aufsätze des Ingenieurs O. Herre in der „Deutschen Techniker-Zeitung, Jahrgang 1899" und auf die Abhandlung über Heißdampf-Maschinen-Anlagen von Prof. M. Schröter in der „Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure" Jahrgang 1895.

der Kolben und Stopfbüchsen konnte nicht durchgeführt werden und eine sehr schnelle Abnutzung der gleitenden Theile war die Folge davon. Dann aber waren es auch die Fortschritte, welche man mit Bezug auf die Steuerungsorgane und auf die vollkommenere Ausnutzung höher gespannter Dämpfe in Verbundmaschinen machte, welche von der Verfolgung des Zieles, überhitzten Dampf zur Anwendung zu bringen, ablenkten. Erst in neuerer Zeit wurde man durch die Konkurrenz, welche der Gasmotor der Dampfmaschine machte, von Neuem dazu veranlaßt, die Bestrebungen fortzusetzen, welche auf die Erreichung einer besseren Nutzwirkung des Dampfes innerhalb der Dampfmaschine ausgingen.

Nach Herre*) ist überhitzter Dampf ein Dampf, der bei einem bestimmten Druck eine höhere Temperatur hat, als die diesem Druck entsprechende Verdampfungstemperatur ist.

Gesättigter Dampf ist ein Dampf, der bis zur Verdampfungstemperatur erwärmt ist.

Herre bezeichnet ferner als Ueberhitzungswärme diejenige Wärmemenge, welche nothwendig ist, um gesättigten Dampf in überhitzten Dampf überzuführen.

Da der überhitzte Dampf in der Dampfmaschinenanlage ein größeres Volumen einnimmt als gesättigter Dampf, so ergiebt sich schon hieraus, daß bei gleicher Füllung des Dampfcylinders eine geringere Gewichtsmenge von Dampf zum Betrieb nothwendig ist. Diese Ersparniß an Dampf ist für die bisher gebräuchliche Ueberhitzungstemperatur keine bedeutende, nur wenn der Dampf über 350° erhitzt wird, wird die Dampfersparniß eine merkliche. In Wirklichkeit läßt sich beim Betrieb mit überhitztem Dampf viel größere Ersparniß erzielen. Diese beruht nun namentlich auf der Eigenschaft des überhitzten Dampfes, daß er an den Cylinderwandungen durch Abkühlung sich nicht niederschlägt, wie der gesättigte Dampf. Wir haben schon erwähnt, daß große Dampfverluste dadurch erwachsen, und zwar kommen bei Anwendung gesättigen Dampfes oft nur etwa $^2/_3$ der abziehenden Dampfmenge zur Arbeitsleistung; der übrige Dampf geht durch Condensation für die Leistung verloren. Die erste Gelegenheit zur Condensation tritt in der Rohrleitung auf, welche den Dampf vom Dampfkessel der Maschine zuführt. Um diesen Verlust gering zu halten, stellt man die Maschine in der Nähe des Kessels auf. Man macht deswegen auch den Durchmesser der Rohre so klein, als zulässig, selbst auf Kosten eines kleinen Druckverlustes. Endlich schützt man die Rohrleitung mittelst einer Wärmeschutzmasse gegen Wärmeverluste. Bei Anwendung überhitzten Dampfes kann auf Kosten einer bloßen Temperaturerniedrigung der Verlust durch Condensation des Dampfes vermieden werden. Man muß nur von vornherein dem Dampf entsprechend mehr Ueberhitzungswärme zuführen, und zwar überhitzt man ihn je nach der Wärmeschutzmasse, mit der die Rohrleitung bekleidet ist, für den laufenden Meter Rohrleitung um etwa 0,6—1°.

In der Maschine treten die Verluste, wie vorher besprochen wurde, durch Abkühlung des Dampfes besonders während der Füllung und mit Beginn der Expansion auf. Der frisch eintretende Dampf strömt gegen die Cylinderflächen

*) „Deutsche Techniker-Zeitung", Jahrgang 1899.

von geringerer Temperatur. Ist der Dampf gesättigt, so wird ein Theil desselben als Wasserbläschen an den Cylinderwandungen sich niederschlagen. Bei der darauffolgenden Expansion des Dampfes sinkt die Dampftemperatur, und sobald sie tiefer gesunken ist, als die Temperatur der Cylinderwandungen beträgt, wird das an letzteren niedergeschlagene Wasser wieder verdampfen. Dies ist die Periode des Nachverdampfens.

Dampfverlust durch die vorhergegangene Condensation des Dampfes tritt erst von dem Augenblicke an ein, wenn die Dampfausströmung geöffnet wird. Dann erhöht sich durch die weiter verringerte Dampfspannung das Nachdampfen. Der nunmehr entwickelte Dampf geht der Leistung der Maschine verloren und vermehrt den Gegendruck.

Der Hauptvortheil der Verbundmaschinen liegt in der Verminderung der Abkühlungsverluste innerhalb des Cylinders. Man leitet den hochgespannten Dampf zuerst in einen kleineren Cylinder, in welchem er nur wenig expandirt und dann in einen oder in mehrere größere Cylinder nach einander. Die Temperatur des Dampfes vermehrt sich alsdann in jedem der Cylinder nur um einen mäßigen Betrag und die Kondensation fällt wesentlich kleiner aus.

Das einfachste Mittel aber, die Condensation des Dampfes beim Eintritt in den Cylinder, die sogenannte Eintrittscondensation, zu verringern, besteht in der Ueberhitzung des Dampfes. Wollte man aber den Dampf so weit überhitzen, daß er bis zu Ende der Expansion überhitzt bleibt, so wäre ein zu bedeutender Ueberhitzungsgrad und zwar bis etwa 350° erforderlich. Da, wie wir gesehen haben, eine Condensation des Dampfes bis zu einem gewissen Grade nicht schädlich ist, wenn nur die Wiederverdampfung des condensirten Dampfes bis zur Oeffnung des Auslasses erfolgt, so zieht man eine geringere Dampfüberhitzung vor. Die Niederschläge, welche sich während der Einströmung auf den Cylinderwandungen bilden, bieten dann zugleich den großen Vortheil, diesen Flächen als Schmiermaterial zu dienen und die Reibung zwischen Kolben und Cylinder zu verringern.

Den Vortheilen, welche die Anwendung überhitzten Dampfes bietet, stehen gewisse Nachtheile gegenüber. Die Wartung der Maschine und der Kesselanlage muß eine wesentlich sorgfältigere sein, als bei den gewöhnlichen Dampfkesselanlagen. Mit Rücksicht auf die höhere Temperatur des überhitzten Dampfes können nur die besten Schmieröle, wie Valvoline, Starcylinderöl, verwendet werden. Es wird auch eine größere Menge von ihnen verbraucht, als bei gewöhnlichen Dampfmaschinen.

Herre unterscheidet zwei Gruppen von Dampfanlagen für überhitzten Dampf:

1. Anlagen mit mäßiger Ueberhitzung, bei welchen eine Aenderung der gebräuchlichen Dampfmaschinen-Construction nicht nothwendig ist.
2. Heißdampfanlagen mit hoher Ueberhitzung, bei denen die Construction der Dampfmaschinen den hohen Dampftemperaturen angepaßt werden muß.

Die Ueberhitzungsapparate bestehen selbst aus einer Anzahl von Rohrelementen, durch welche der gesättigte Dampf hindurchgeleitet wird. Zur Ueberhitzung dieses Dampfes werden diese Apparate entweder mit einer besonderen Feuerung ausgerüstet oder in die Feuerzüge des Dampfkessels eingebaut. Als Material für

die Ueberhitzer wird Schmiedeeisen und Gußeisen verwendet. Den Rohren giebt man einen kleinen Durchmesser, damit der innere Kern des Dampfstromes, der die Rohre durchzieht, hinreichend erwärmt werden kann. Ueberhitzter Dampf leitet die Wärme nur schlecht und deswegen ist ein kleiner Rohrdurchmesser von Wichtigkeit. Der Einfluß der Geschwindigkeit, mit dem der Dampf durch die Rohre strömt, ist mit Bezug auf die Wärmeaufnahme noch wenig festgestellt. Bei den meisten ausgeführten Anlagen findet sich eine Geschwindigkeit von 18—50 m in der Sekunde.

Von den verschiedenen Ueberhitzerarten seien die folgenden erwähnt:

Der Ueberhitzer von Schwörer. Bei diesem werden gußeiserne Rohre R — entsprechend Fig. 675 und 676 — benutzt, welche zur Vergrößerung der Heizfläche von Außen mit radialen Rippen r_1, von Innen mit achsialen Rippen r_2 versehen sind. Letztere übertragen die Wärme bis gegen den Kern des Rohres und veranlassen eine für die Erwärmung vortheilhafte Theilung des Dampfstromes. Alle Rohre werden hinter einander geschaltet und durch Krümmer mit einander verbunden. Der Ueberhitzer wird bei den Flammrohrkesseln beispielsweise in die Seitenzüge eingebaut. Der Dampf wird ihm vom Dampfdom des Kessels aus direkt zugeführt. Bei einem Wasserrohrkessel kann man den Ueberhitzer oberhalb der Wasserrohre und unterhalb des Röhrenkessels einmauern.

Der Ueberhitzer von Gebr. Böhme ist in Fig. 677 im Aufriß und in Fig. 678 im Grundriß dargestellt. Die gußeisernen Rohre R, aus welchen er sich zusammensetzt, sind ebenfalls außen mit radialen Rippen r_1 versehen, innen aber durch eine Zwischenwand W so getheilt, daß der Dampf gezwungen wird, jedes Rohr in der Pfeilrichtung der Länge nach zu durchströmen. Besondere Sorgfalt ist der Abdichtung dieser

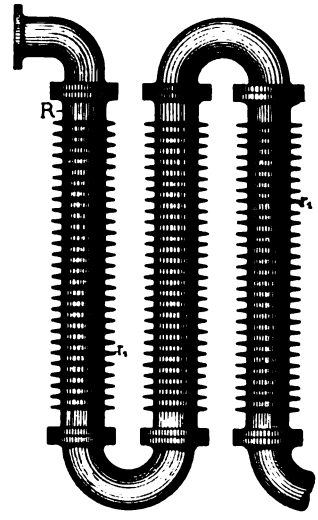


Fig. 675.

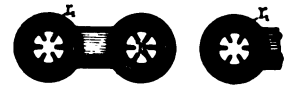


Fig. 676.

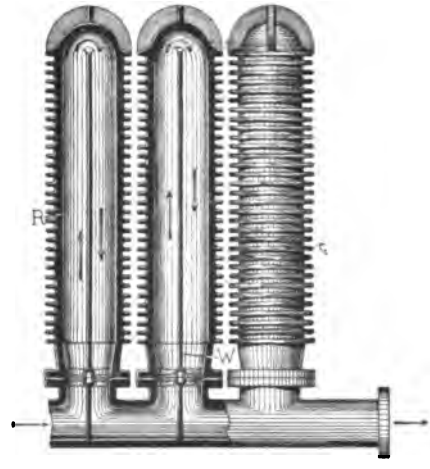


Fig. 677.

Fig. 678.

Röhren in den Flanschenverbindungen zugewendet, wie Fig. 679 und 680 im größeren Maaßstabe zeigen. In den Flanschen F_1 und F_2 sind an der Dichtungsstelle eine Anzahl Nuthen eingedreht, und in diese wird ein dünnes Drahtseil d

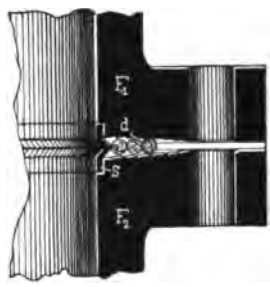


Fig. 679.

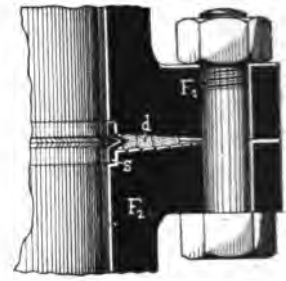


Fig. 680.

eingelegt, von Innen aber ein elastischer, schmiedeeiserner Ring s eingesetzt. Beim Anziehen der Scheiben preßt sich der schmiedeeiserne Ring gegen die eingelegten Drahtseile, wie Fig. 680 erkennen läßt. Der noch verbleibende Zwischenraum zwischen den Drahtseilen wird mit feuerfestem Kitt vorher ausgefüllt.

Der Ueberhitzer der Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik vorm. Dürr & Co. in Ratingen ist in Fig. 681 und 682 dargestellt. Es werden dabei stets zwei Röhren in einander angeordnet. Die Ueberhitzerkammer K

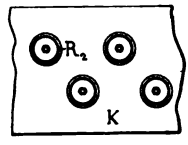


Fig. 681.

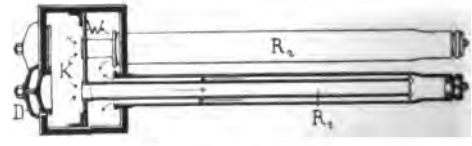


Fig. 682.

ist durch eine Scheidewand W in zwei Hälften getheilt. In letzterer werden die inneren dünnwandigen Rohre R_1 befestigt, welche an beiden Seiten offen sind. Die starkwandigen äußeren Rohre R_2 sind mittelst Conus in der Wand des Ueberhitzerkastens K eingepreßt. Auf der entgegengesetzten Seite des Kastens sind Deckelverschlüsse D angeordnet, die es ermöglichen, jedes einzelne Rohrpaar zum Zwecke der Reinigung zugänglich zu machen. Der Dampf streicht in der durch Pfeile gekennzeichneten Richtung aus der oberen Kammer zunächst durch die inneren Rohre R_1 nach vorn und alsdann an den Wandungen der äußeren Rohre R_2 entlang nach dem hinteren Theile der Ueberhitzerkammer.

Die Heißdampfmaschine ist erst in neuester Zeit mit Erfolg und zwar von W. Schmidt in Wilhelmshöhe ausgebaut worden. Der Dampferzeuger

owohl mit seinen Ueberhitzungsvorrichtungen, als auch der Motor beruhen auf anz neuen Gesichtspunkten; trotz der hohen Ueberhitzung des Dampfes werden n das Material der Dampfmaschine keine zu hohen Anforderungen gestellt und ie Abnutzung aller Gleitflächen in mäßigen Grenzen gehalten.

Bei dem Bau des Ueberhitzers kam es darauf an, den Dampf auf eine Temperatur von etwa 350° C. vorzuwärmen, ohne daß die Heizgase, welche nach er Esse entweichen, mehr als 200—250° C. zu haben brauchen. Es läßt sich ies am einfachsten durch Anwendung der Gegenströmung erreichen, wenn der Dampf dem Ueberhitzer an der Stelle zugeführt wird, wo die Heizgase nach dem Schornstein entweichen und ihnen entgegen durch den Ueberhitzer geleitet werden. Es hat sich aber herausgestellt, daß bei einer Erwärmung der Ueberhitzerröhren uf etwa 450° C. diese bereits Dampf durchlassen und sehr stark von den Heizgasen ngegriffen werden. Der Ueberhitzer on W. Schmidt ist mit Rücksicht ierauf aus einem Vorüberhitzer und einem Hauptüberhitzer zusammengesetzt. Innerhalb des ersteren durchströmt der Dampf die Rohre in gleicher Richtung, wie die Heizgase die Heizräume durchstreichen. In dem Hauptüberhitzer ist die Gegenströmung durchgeführt.

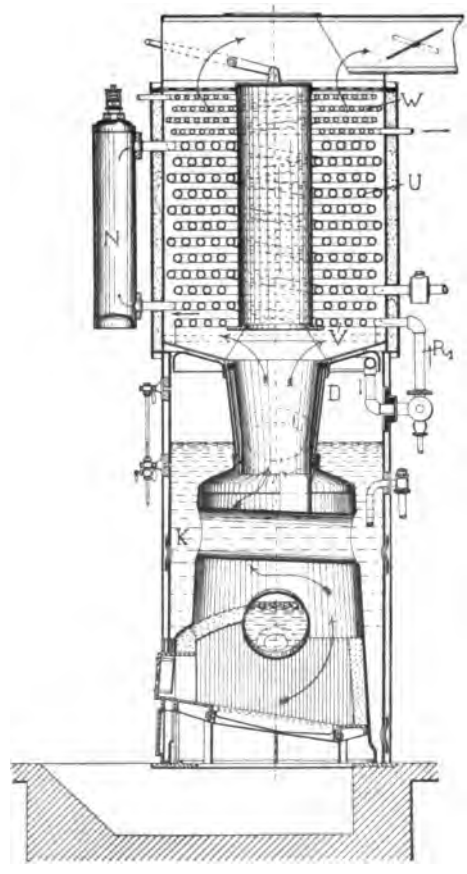


Fig. 683.

Eine Dampfkesselanlage mit dem Schmidt'schen Ueberhitzer, wie ihn die Aschersleben er Maschinenbau-A.-G. vorm. W. Schmidt & Co. in Aschersleben baut, ist in Fig. 683 dargestellt. Es ist ein gewöhnlicher stehender Kessel K mit Quersiedern, auf welchem der Ueberhitzer U aufgesetzt ist, der aus schraubenförmig gewundenen schmiedeeisernen Röhren von 60 mm lichter Weite und 5 mm Wandstärke besteht. Die einzelnen Rohrwandungen sind durch Muffen mit einander verschraubt. Das Rohr R_1 verbindet den Ueberhitzer U mit dem Dampfraum D des Kessels. Die beiden untersten Schraubengänge des Ueberhitzers bilden den sogenannten Vorüberhitzer V, durch welchen der Dampf des Kessels zunächst strömt und zwar aufsteigend in gleicher Richtung mit den Heizgasen. Aus dem Vorüberhitzer gelangt der Dampf in den sogenannten Nachverdampfer N, der aus einem weiten Rohr besteht,

welches senkrecht neben dem Kessel angeordnet ist. Der Dampf gelangt von dem Nachverdampfer, nachdem er ihn von unten nach oben durchströmt hat, in den sogenannten Hauptüberhitzer, wie der obere Theil des Ueberhitzers genannt wird, und er durchströmt dessen Schlangenrohre von oben nach unten, also umgekehrt, wie die Heizgase den Ueberhitzer durchziehen. Zur Ausnutzung der Heizgase ist oberhalb des Ueberhitzers U ein schlangenrohrförmiger Vorwärmer W eingebaut, durch welchen das Speisewasser geführt wird.

Der Hauptgedanke dieser Kesselanordnung ist der, daß die Kesselheizfläche absichtlich sehr stark in Anspruch genommen wird — es werden nämlich 45—50 kg Wasser für jeden Quadratmeter Kesselheizfläche verdampft —, um sehr nassen Dampf zu erhalten. Der Vorüberhitzer kann deshalb den heißesten Gasen ausgesetzt werden, weil ihre Wärme zur Verdampfung des mitgerissenen Wassers verbraucht wird. Darin liegt auch eine Selbstregelung, denn je stärker geheizt wird, desto mehr Wasser wird mitgerissen und desto mehr Wärme wird zur Verdampfung dieses mitgerissenen Wassers gebraucht. Es ist somit die Gefahr ausgeschlossen, daß der Vorüberhitzer durch zu hohe Temperatur der Heizgase verbrennen kann. Aus dem Vorüberhitzer gelangt der Dampf in den Nachverdampfer N. Dieser hat den Zweck, den gesättigten Dampf, welcher in dem Dampfgemisch noch vorhanden sein soll, vollständig zur Verdampfung zu bringen. Von hier gelangt der Dampf mit einer nur wenig höheren Temperatur, als sie dem vorhandenen Dampfdruck entspricht, in den Hauptüberhitzer. Er tritt in den Hauptüberhitzer oben ein, wo die Heizgase ihre niedrigste Temperatur haben, und durchströmt ihn nach unten, im Gegenstrom mit den Heizgasen, sodaß nunmehr seine Ueberhitzung auf etwa 350° C. erfolgen kann.

Die Heizgase steigen in der Feuerbüchse des stehenden Kessels auf und umspülen darauf den Ueberhitzer und zuletzt den Vorwärmer. Durch die Mitte des Ueberhitzers ist ein Abzugsrohr gelegt, welches für gewöhnlich abgedeckt ist, das aber nach Bedarf geöffnet werden kann, wenn die Ueberhitzung eine geringere werden soll.

Die Abmessungen des dargestellten Kessels sind die folgenden:

Heizfläche im Ganzen	9,0 qm,
Durch Ausmauerung unwirksam	2,0 „ ,
Wasserberührte Heizfläche	7,0 qm,
Heizfläche des Vorüberhitzers	6,0 „ ,
„ „ Hauptüberhitzers	32,5 „ ,
„ „ Vorwärmers	12,0 „ ,
Rostfläche	0,7 „ ,
Arbeitsüberdruck	12 kg/qcm.

Ein liegender Dampfkessel mit einem Ueberhitzer von anderer Bauart, wie ihn dieselbe Firma ausführt, ist in Fig. 684 wiedergegeben. Der Dampf, welcher in dem Kessel K entwickelt wird, wird durch das Dampfventil D und durch die Rohrleitung R_1 dem Ueberhitzer U zugeführt, der in dem erweiterten Fuchs der Kesselanlage eingebaut ist. Der Ueberhitzer besteht aus einer schraubenförmig

gewundenen, ſchmiedeeiſernen Rohrleitung. Die unterſten Schlangenrohre dienen als Vorwärmer V, während die beiden oberſten Reihen den Hauptüberhitzer U bilden. In dem Vorüberhitzer ſtrömt der Dampf, nach oben ſteigend, den Feuergaſen entgegen, welche in der Pfeilrichtung den Ueberhitzer von oben nach unten durchziehen.

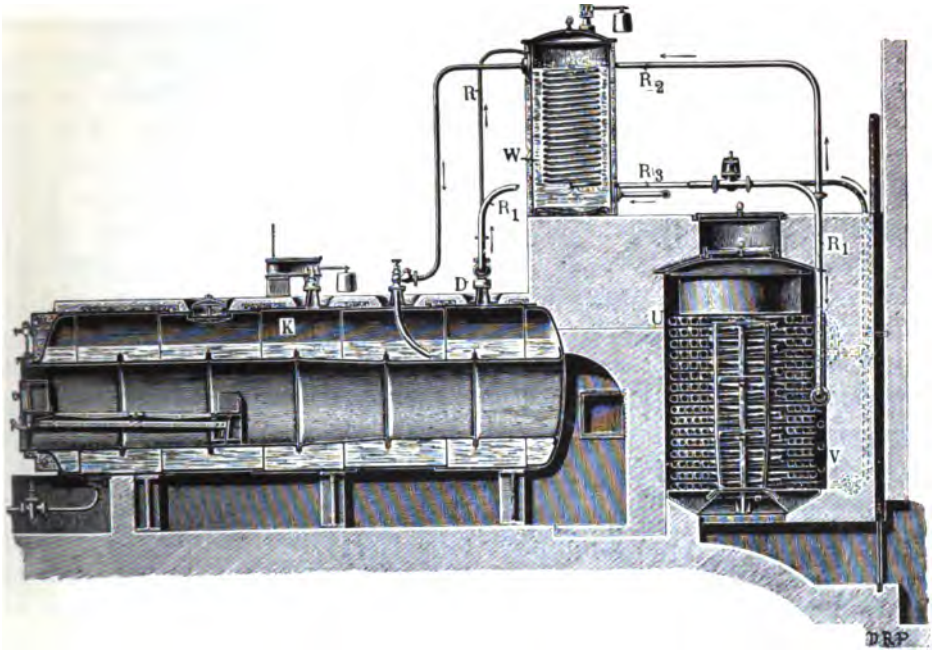


Fig. 684.

Die zwei oberſten Schlangenrohre ſind ſo gewunden, daß eine Umkehrung in der Bewegungsrichtung des Dampfes erfolgt und daß der Dampf in der gleichen Richtung mit den Feuergaſen und zwar von oben nach unten das Schlangenrohr durchzieht. Durch die Mitte des Ueberhitzers iſt ein Heizkanal gelegt, der mehr oder weniger abgeſperrt werden kann. Mit dieſer Einrichtung iſt es möglich, den Dampf nach Bedarf mehr oder weniger zu überhitzen.

Um die durch den Ueberhitzer U fortgeleiteten Heizgaſe beſſer ausnutzen zu können, iſt der Vorwärmer V für das Speiſewaſſer mit der Kupferſchlange eines zweiten Vorwärmers W, der auf dem Mauerwerk des Keſſels aufgeſtellt iſt, durch die Rohrleitung R_2 und R_3 ſo mit einander verbunden, daß beide eine geſchloſſene Rohrleitung bilden. Ein Rohr R verbindet den höchſten Punkt dieſer geſchloſſenen Rohrleitung mit dem Dampfraum des Keſſels, ſodaß die ganze Rohrleitung beider Vorwärmer mit Dampf-, bezw. Condenſationswaſſer ſich anfüllen kann. Durch den Behälter, in welchen der Vorwärmer W eingeſetzt iſt, wird das Speiſewaſſer geleitet. Es umſpült die Kupferſchlange, deren Heizfläche zu ſeiner Erwärmung dient. Während das Speiſewaſſer den Vorwärmer von unten nach oben durch-

strömt und durch ein Ueberfallrohr fortgeführt wird, condensirt sich der Dampf in der Kupferschlange und das Condensationswasser fließt nach der Schlange des Vorwärmers V ab, durch welche es aufsteigend immer wieder verdampft wird. Der Ueberhitzer sowohl, als der Vorwärmer können mittelst Ventile von dem Kessel abgesperrt werden.

Der nasse Dampf wird zunächst durch die Rohrleitung R_1 an unterster Stelle dem Ueberhitzer U zugeführt, und er kann in einer den Heizgasen entgegengesetzten Richtung durch die Schlangenrohre geführt werden, ohne daß eine übermäßige Erwärmung der Rohre zu fürchten ist, weil das mitgerissene Wasser in dem unteren Theile des Ueberhitzers U zur Verdampfung gebracht wird. Aus dem unteren Theile des Ueberhitzers U, der sonach als Vorüberhitzer arbeitet, tritt der Dampf in den Hauptüberhitzer, das heißt in die beiden obersten Rohrwindungen des Ueberhitzers U über, welchen er von oben nach unten, also in der gleichen Richtung mit den Heizgasen durchströmt. Auch in diesem Theile des Ueberhitzers kann ein Durchbrennen der Schlangenrohre nicht eintreten, weil sie in der Richtung, in welcher sie von dem Dampf durchströmt werden, mit Heizgasen von abnehmender Temperatur in Berührung kommen. Bei dem vorliegenden Ueberhitzer ist also der Nachverdampfer nicht vorhanden, dafür hat der Vorüberhitzer eine größere Heizfläche als der Hauptüberhitzer, der hier nur aus den beiden obersten Schlangenrohrreihen besteht.

Die Heizgase treten entweder durch das weite Rohr, welches durch die Mitte des Ueberhitzers und Vorwärmers hindurchreicht, unmittelbar in den Schornstein, oder sie umspülen erst den Ueberhitzer und Vorwärmer, wenn nämlich dieses Rohr durch eine verstellbare Klappe verschlossen wird. Beim Anheizen wird durch diese Einrichtung der Ueberhitzer ganz ausgeschaltet und während des Betriebes kann durch Verstellen der Verschlußklappe der Grad der Ueberhitzung verändert werden.

Auch die Motoren, welche mit überhitztem Dampf betrieben werden, verlangten eine vollständig neue Construction. Zunächst kam der Dampfkolben in Frage. Bei den gebräuchlichen Dampfkolben wirken die Kolbenringe abdichtend gegen die Cylinderwand. Um diese Dichtungsflächen dem überhitzten Dampf nicht aussetzen zu müssen, wird bei dem Schmidt'schen Motor der Kolben so weit verlängert, daß er in einen etwas erweiterten Raum des Dampfcylinders hineinragt. Diese Einrichtung hat den Zweck, daß bei normaler Füllung mit Dampf die eigentliche Lauffläche des Kolbens von dem überhitzten Dampfe nicht getroffen wird. Die Kolbenringe liegen in einer kühleren Zone, wo ihnen durch eine mechanische Schmiervorrichtung das Schmiermaterial zugeführt wird.

Um die Stopfbüchsen zu vermeiden, ist der Schmidt'sche Motor mit zwei einfach wirkenden Kolben ausgestattet, und wie gewöhnlich bei einfach wirkenden Motoren, greift auch hier die Schubstange direkt an dem Kolben an. Zur Geradführung ist ihre Lauffläche vergrößert. Kleinere Maschinen werden als stehende ausgeführt.

Eine liegende Bajonettmaschine, wie sie die genannte Firma baut, ist in Fig. 685 und 686 dargestellt. Es ist eine Art Verbundmaschine mit einem Doppelcylinder, von denen der hintere Cylinder C_1 einen kleineren Durchmesser hat, als der vordere C_2. In dem Cylinder bewegt sich ein hohler Kolben K, der stufenförmig abgesetzt und entsprechend dem Durchmesser der beiden Cylinder abgedreht ist. Die vordere Seite des Kolbens ist offen und der Cylinder C_2 an dieser Seite durch einen Deckel D mit Stopfbüchse geschlossen. Der Hohlraum,

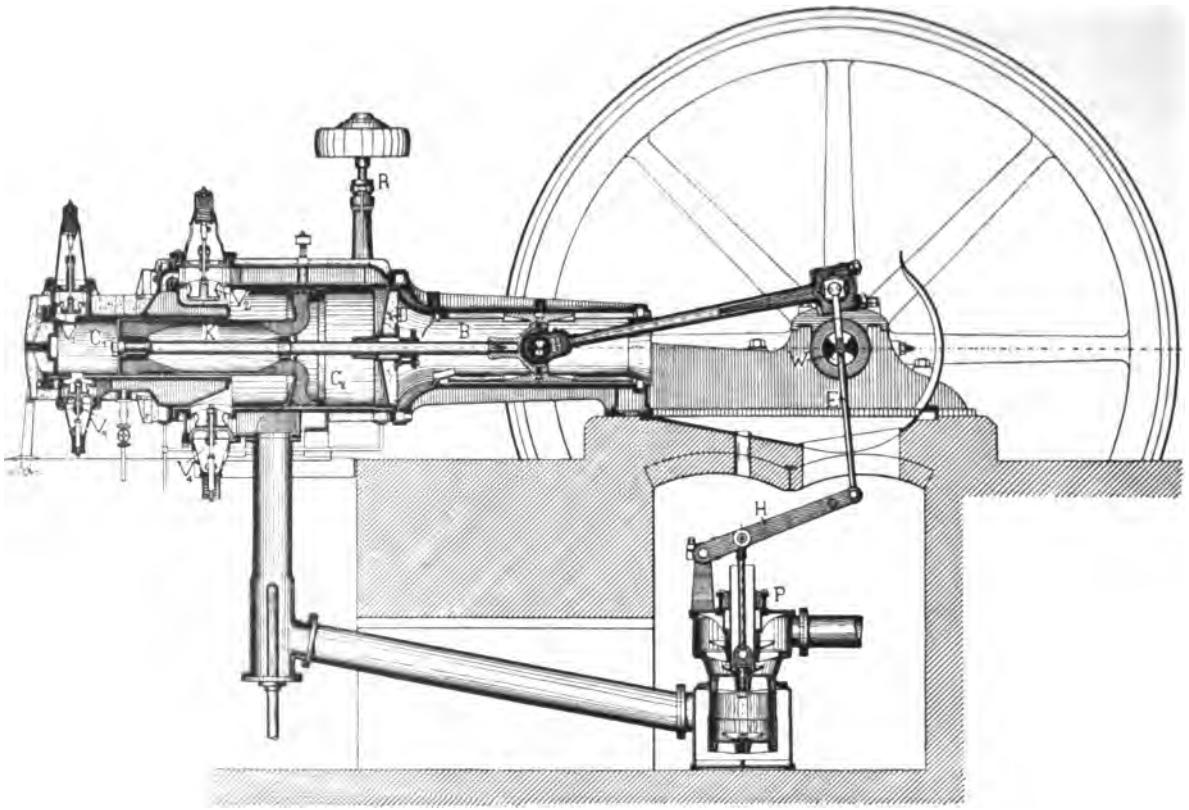


Fig. 685.

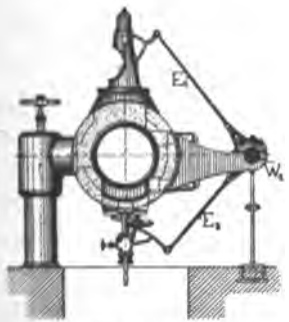


Fig. 687.

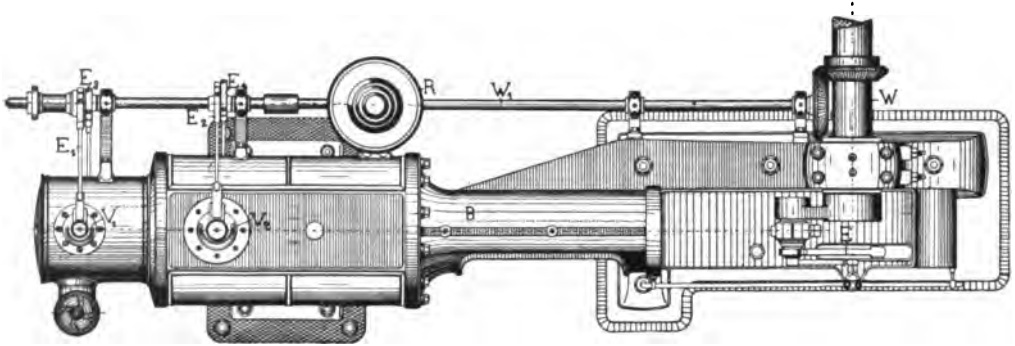


Fig. 686.

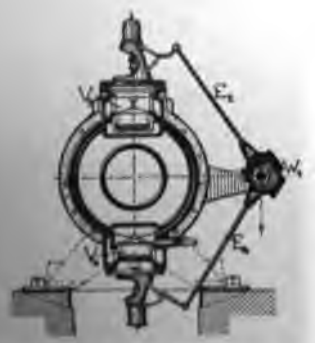


Fig. 688.

welcher sich dadurch innerhalb des Cylinders C_2 und des Kolbens K bildet, wird zugleich als Aufnehmer für den Ausstoßdampf des Hochdruckcylinders benutzt. Im Hoch- und Niederdruckcylinder drückt der Dampf den Kolben nach vorn, während der Dampf in dem Aufnehmerraume bestrebt ist, den Kolben nach hinten zu drücken. Es ist also eine theilweise doppelte Dampfwirkung vorhanden, obgleich die Maschine als einfach wirkende gebaut ist. Der Aufnehmer spielt sonach hierbei die Rolle eines dritten Cylinders, und es wird thatsächlich von ihm Arbeit geleistet.

Die Steuerung geschieht durch Ventile, welche, wie Fig. 687 und 688 zeigt, durch Excentern E_1 bis E_4 bewegt werden, die auf einer Steuerwelle W_1 angebracht sind. Die Einlaßventile V_1 und V_2 werden von den Excentern E_1 und E_2 zwangsläufig geöffnet und durch eine Feder geschlossen. Die Auslaßventile V_3 und V_4 werden vollständig zwangsläufig gesteuert.

An den Cylinder, der durch starke Bekleidung mit einer wärmeschützenden Masse gegen Abkühlung gesichert wird, ist der Bajonettrahmen B in bekannter Weise angeschlossen. Der Condensator steht unter dem Maschinenraume, und es wird seine

Luftpumpe P von der Schubstange E durch Vermittelung des Hebels H angetrieben. Der Regulator R ist neben der Maschine aufgestellt.

Ueber den Dampf- und Kohlenverbrauch der Schmidt'schen Heißdampfmaschine liegen die in der nachstehenden Tabelle aufgeführten Messungen vor:

Die Messungen wurden geleitet von	System der Maschine	Gebremste Pferdestärkenzahl	Dauer der Versuche in Stunden	Dampfverbrauch pro gebremste P. S. u. Std. kg	Kohlenverbrauch pro gebremste P. S. u. Std. kg
Berliner Dampfkessel-Revisions-Verein: Oberingenieur Schneider	Auspuffmaschinen	3,5	8	11,7	1,90
Ingenieur de Grahl		39,0	8	7,7	0,90
Prof. Schöttler, Braunschweig		20,0	6	8,8	1,20
Geh. Rath Prof. Lewicki, Dresden		39,0	6	7,9	1,10
Pfälzischer Dampfkessel-Revisions-Verein: Ingenieur Schotte		18,5	8	8,2	1,30
Prof. Schroeter, München	Verbundmaschine mit Condensation	62,0	8	5,5	0,69

Gebaut werden die Maschinen in den verschiedensten Größen; so baut z. B. die Maschinenfabrik Gritzner A.-G. in Durlach die in nachstehender Tabelle angegebenen Größen:

Nummer der Maschine	Cylinderdurchmesser mm	Kolbenhub mm	Umdrehungen pro Minute	Leistung in effektiven Pferdestärken bei 0,15 Füllung	Leistung in effektiven Pferdestärken bei 0,33 Füllung	Heizfläche in Quadratmetern: Kessel	Heizfläche in Quadratmetern: Vor- und Hauptüberhitzer	Heizfläche in Quadratmetern: Gesammt-Heizfläche	Maximaler Kesseldruck Atm.	Durchmesser des Kamins mm	System der Maschine
1	200	300	180	11	18	3,5	11,1	14,6	10	280	Eincylindermaschinen
2	225	400	150	16	27	4,6	15,0	19,6	10	320	
3	250	400	150	20	34	5,5	19,0	24,5	10	360	
4	275	450	150	26	45	6,4	22,5	28,9	10	390	
5	300	450	150	31	53	7,4	26,0	33,4	10	415	
6	325	500	144	40	67	9,0	34,0	43,0	10	450	
7	350	500	144	46	78	10,7	40,0	50,7	10	490	
1 a	200	300	180	22	36	5,5	19,0	24,5	10	360	Zwillingsmaschinen
2 a	225	400	150	32	54	7,4	26,0	33,4	10	415	
3 a	250	400	150	40	68	9,0	34,0	43,0	10	450	
4 a	275	450	150	52	90	10,7	40,0	50,7	10	490	
5 a	300	450	150	62	106	12,0	45,5	57,5	10	540	
6 a	325	500	144	80	134	18,0	68,0	86,0	10	600	
7 a	350	500	144	92	156	21,4	80,0	101,4	10	700	
8	400	600	120	120	200	24,0	91,0	115,0	10	760	
9	425	600	120	136	226	24,0	91,0	115,0	10	760	

Von der Aschersleben er Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. W. Schmidt & Co. in Aschersleben werden auch Heißdampfanlagen für mehrere Hundert Pferdestärken ausgeführt und neuerdings sollen solche Anlagen für 1000 Pferdestärken gebaut werden.

Die Dampfturbinen.

Die Arbeitsmaschinen, welche durch Dampfmaschinen angetrieben werden, verlangen größtentheils eine kreisende Bewegung, und es ist deshalb die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens bei dem größten Theil der Arbeitsmaschinen in eine drehende Bewegung der Kurbelwelle umzusetzen. Wir haben bereits davon gesprochen, daß diese Umsetzung einer drehenden in eine hin- und hergehende Bewegung durch Zwischenglieder und Einrichtungen erfolgen muß, die einen mehr oder weniger großen Verlust an Arbeit bedingen. Es wurde deshalb immer wieder versucht, Dampfmaschinen zu bauen, welche eine unmittelbare drehende Bewegung haben. Alle Dampfmaschinen dieser Art, die sogenannten rotierenden Dampfmaschinen, haben jedoch eine so geringe Nutzwirkung gezeigt, daß man von ihrer Einführung Abstand nahm. Fast bei allen solchen Maschinen war eine Dichtung zwischen Kolben und Gehäuse nicht zu erzielen, und die Spannkraft des Dampfes konnte deshalb in den Maschinen nicht ausgenutzt werden. Man versuchte es auch, einen kreisenden Motor nach Art der Turbine für den Dampf anzuwenden. Zunächst war der Erfolg ein sehr geringer, und man konnte nur einen kleinen Theil der Kraft, welche in dem gespannten Dampf aufgespeichert ist, in der Turbine nutzbar machen.

Nur durch Anwendung außergewöhnlicher Umdrehungsgeschwindigkeiten kam man zu besseren Resultaten. Ein Motor mit sehr hohen Umdrehungsgeschwindigkeiten macht aber eine starke Uebersetzung ins Langsame erforderlich. Erst in neuerer Zeit gelang es, Dampfturbinen zu bauen, bei denen der Dampfverbrauch in angemessenen Grenzen sich hält. Man kann nach L. Klein*) zwei Arten von Dampfturbinen unterscheiden:

1. Dampfturbinen, welche die ganze vorhandene Dampfspannung auf einmal ausnutzen und innerhalb eines Laufrades in eine hohe Geschwindigkeit umsetzen;

2. Dampfturbinen, welche die vorhandene Dampfspannung stufenweise ausnutzen.

Von den beiden Dampfturbinenarten sollen nachstehend je eine der Hauptvertreterin besprochen werden. Von der ersteren Art ist es die

Dampfturbine von Gustave de Laval in Stockholm, die bisher am meisten Anwendung gefunden hat und auch als die vollkommenste der Dampfturbinen bezeichnet werden kann. Die Schwierigkeiten, welche sich dem Bau einer brauchbaren Dampfturbine entgegenstellten, hat de Laval dadurch gelöst, daß er die Kraft, die in dem gespannten Dampf aufgespeichert ist, in die größte erreichbare Geschwindigkeit umsetzte, bevor noch der Dampf in das Turbinenrad eintritt. Um diese Geschwindigkeit auszunutzen, gab de Laval seinem Motor eine dieser Dampfgeschwindigkeit entsprechende Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades unter Vermeidung jeder Abdichtung der beweglichen Theile. Es war aber ein Hinderniß

*) Siehe „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure", 1895.

daß der Dampf die Eigenschaft hat, beim Austritt aus einer einfachen Oeffnung nicht mehr als etwa 350 m Geschwindigkeit in der Sekunde anzunehmen, wie hoch auch immer die Spannung des Dampfes vorher war. Sobald innerhalb des Dampfausströmrohres mehr als der doppelte äußere Druck herrscht, setzt der Dampf nur einen Theil seiner Kraft in Geschwindigkeit um. Er behält beim Austritt eine höhere Spannung und zerstäubt nach allen Richtungen hin. In dem Laufrad der Dampfturbine kann nun der Dampf nur dann günstig ausgenutzt werden, wenn er die Schaufeln des Laufrades in einem geschlossenen Strahl trifft, und wenn die ganze Kraft, welche in dem Dampf enthalten ist, in Geschwindigkeit umgesetzt werden kann, welche nur nach dieser einen Richtung hin wirkt. Dies erreicht de Laval in der Weise, daß er den Dampf durch Düsen austreten läßt, welche sich nach der Mündung hin konisch erweitern. Es kann die Größe der Düse so bestimmt werden, daß der Dampf genau mit der Spannung aus ihrer Mündung ausströmt, als sie vor der Mündung herrscht. Der Dampf expandirt also, während er die Düse durchstreicht, vollständig und hat bei seinem Austritt aus der Düse keine Neigung mehr, sich seitlich auszubreiten. Seine ganze Kraft ist in Geschwindigkeit umgesetzt, die in der Achsenrichtung der Düse in einem geschlossenen Strahl wirkt. Auf diese Weise werden Ausflußgeschwindigkeiten des Dampfes erreicht, wie sie die nachstehende Tabelle wiedergiebt:

Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes aus den de Laval'schen Düsen
ausgedrückt in Metern für die Sekunde.

Dampfdruck in der Atmosphäre . .	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Beim Austritt ins Freie, also in den Raum von 1 Atmosphäre Druck	0	540	670	730	770	800	830	850	870	890
Beim Austritt in den luftverdünnten Raum von 0,1 Atmosphären Druck	840	1000	1070	1103	1128	1145	1164	1180	1195	1209

Dampfdruck in der Atmosphäre . .	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Beim Austritt ins Freie, also in den Raum von 1 Atmosphäre Druck	910	925	938	951	963	975	985	994	1002	1012
Beim Austritt in den luftverdünnten Raum von 0,1 Atmosphären Druck	1220	1229	1237	1245	1253	1261	1267	1272	1276	1280

Man kann nun den Dampf durch eine Anzahl derartiger Düsen gegen die Schaufeln eines Laufrades ausströmen lassen, und zwar, wie bei den Turbinen, entweder in radialer oder achsialer Richtung. De Laval hat seine Maschinen als Achsial-Turbinen gebaut. Diese Anordnung hat den Vorzug, daß die Düsen bis dicht an die Schaufeln des Laufrades heran reichen können, ohne daß der Strahl durch die aus dem Rad herausgeschleuderten Abdämpfe gestört wird.

Der Umlauf des Turbinenrades muß, wie wir wissen, wie der Eintritt des Wassers bei einer Wasserturbine möglichst stoßfrei erfolgen. Bei den Dampf-

turbinen ist man nicht genöthigt, mit einem stoßfreien Eintritt zu rechnen. Die Rechnung ergiebt dafür zwar eine Umlaufsgeschwindigkeit von 400 m, de Laval führte jedoch nur eine etwa halb so große Umlaufsgeschwindigkeit ein, weil der Dampf — im Gegensatz zum Wasser — ein sehr elastischer Körper ist und also auch beim Stoß noch günstig Arbeit abgeben kann.

Bei den neueren de Laval'schen Dampfturbinen, welche von der Maschinenbau-Anstalt Humboldt in Kalk bei Köln gebaut werden, wird ein stoßfreier Eintritt bei 20000 Umläufen der Turbinenwelle in jeder Minute erreicht. Im übrigen unterscheidet sich die Turbine von der gewöhnlichen Wasserturbine nur ihrer Größe und ihrer Umlaufszahl nach. Die Welle einer de Laval'schen Dampfturbine von 5 Pferdestärken, deren Laufrad 100 mm Durchmesser hat, macht in jeder Minute 30000 Umdrehungen, eine Dampfturbine von 100 Pferdestärken aber, deren Laufrad einen Durchmesser von 500 mm hat, 13000 Umdrehungen in jeder Minute.

Diese große Umdrehungsgeschwindigkeit, welche die Turbinenwelle erfordert, wurde zu einer Hauptschwierigkeit bei der Construction der Turbine. Es ist nämlich nicht möglich, ein Turbinenrad genau auszubalancieren. Es hat sich indessen gezeigt, daß bei sehr dünnen Wellen von 8—15 mm Stärke, wie sie de Laval verwendet, eine so genaue Ausbalancierung sich nicht nöthig macht.

Die Mechanik lehrt*) nämlich, daß ein sich selbst überlassener frei kreisender Körper, wie beispielsweise ein Kreisel, sich stets auf die durch den Schwerpunkt gehende Hauptachse einstellt. Eine schwache Turbinenachse, wie sie de Laval anwendet, biegt sich so leicht durch, daß sie ihrer Einstellung in der Hauptachse nur einen geringen Widerstand entgegensetzt. Bei Beginn der Umdrehung wird zwar die Welle einer nicht ausbalancierten Turbine das Bestreben haben, sich durchzubiegen. De Laval giebt deshalb dem Lager der Laufradwelle einen Spielraum von etwa 1 mm, damit diesem Bestreben kein Hinderniß erwächst. Ist aber die Umdrehungsgeschwindigkeit weit genug gesteigert, so stellt sich die Drehung um die Hauptachse ein, und es kommt nur ein sehr geringer Druck auf die Lager.

In Fig. 689 und 690 ist eine de Laval'sche Dampfturbine dargestellt, wie sie von der Maschinenbau-Anstalt Humboldt in Kalk bei Köln gebaut wird. Das Laufrad L ist auf einer sehr dünnen und langen Welle W befestigt, welche einerseits in zwei festen Lagern des Vorgeleges ruht, anderseits in dem Kugellager H am Ende des Maschinengehäuses. Die Lager sind Ringschmierlager; sie bestehen aus Messing und sind mit Weißmetall ausgegossen.

*) Nach Versuchen von Klein unter Leitung von Prof. Föppl im mechanisch-technischen Laboratorium der technischen Hochschule zu München hat sich ergeben, daß eine Welle mit einem excentrisch auf ihr befestigten Körper, wenn sie in Umdrehung versetzt wird, nur zu Anfang mit zunehmender Geschwindigkeit sich mehr und mehr ausbiegt. Von einer bestimmten Geschwindigkeit an richtet sie sich gerade und drängt den Schwerpunkt in die Drehungsachse hinein, sodaß sie vollständig ruhig läuft, ohne zu schlagen.

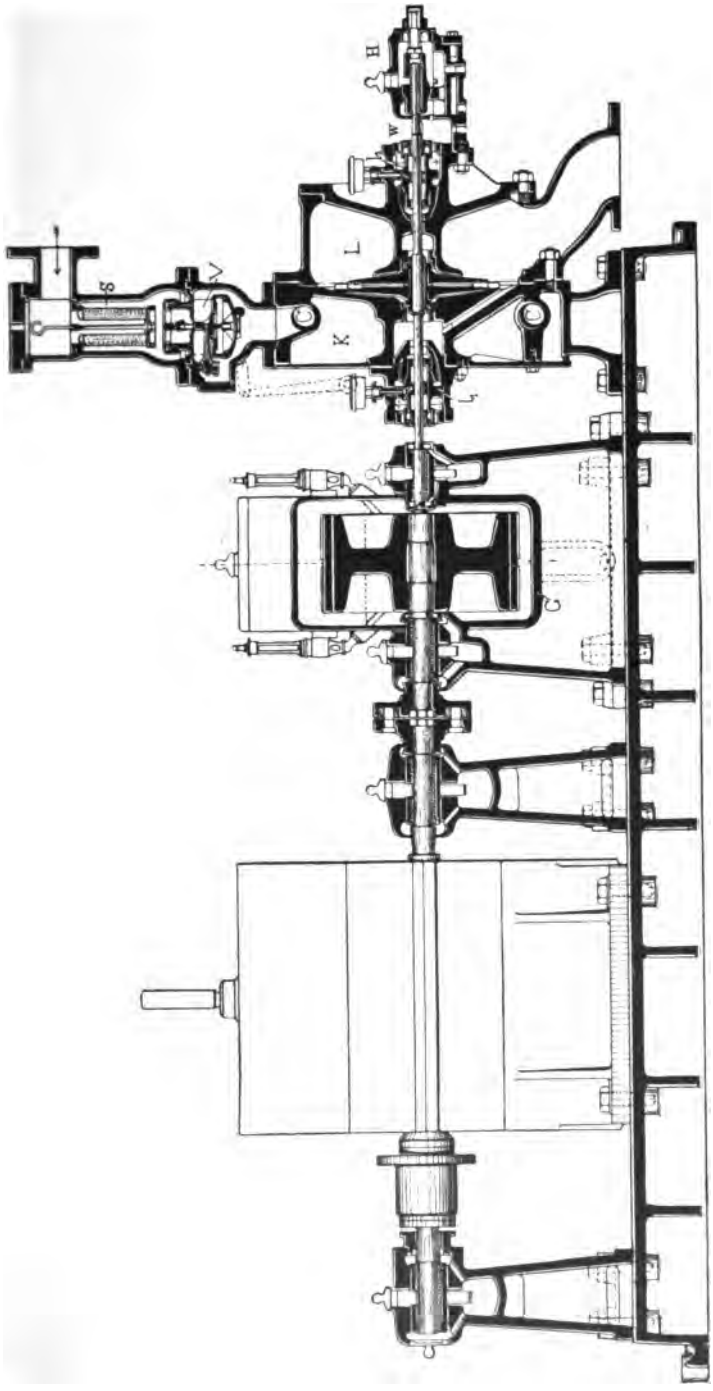


Fig. 689.

gelangt, wie eine ſolche in Fig. 694 wiedergegeben iſt. Die Anzahl der Dampfdüſen richtet ſich nach dem verfügbaren Dampfdruck und nach der Stärke der Maſchinen. Die Dampfdüſe enthält ein nach der Ausſtrömöffnung hin erweitertes

Fig. 694.

Mundſtück D, deren Eintrittsöffnung von einer Spindel C geſchloſſen werden kann, die durch ein Handrad einzuſtellen iſt. Jede Düſe iſt ſo ſchräg gegen das Leitrad gerichtet, daß ihre Achſe in die Berührungsebene der Schaufelkrümmung fällt.

Ein Hauptmangel der de Laval'ſchen Turbine iſt es, daß ſie eine ſehr große Ueberſetzung in's Langſame erfordert, wenn ſie zum Betriebe von Arbeitsmaſchinen benutzt werden ſoll. Die Bewegung der Turbinenwelle wird deshalb mittelſt Zahnräder von ſehr feiner Theilung auf eine Vorlegewelle übertragen. Damit die Uebertragung möglichſt ſtoßfrei erfolgt, werden Schraubenräder benutzt, deren Zähne etwa unter 45° ſtehen. Der einſeitige Druck in der Richtung der Achſe, wie ihn der Schraubenräder-Antrieb ausübt, wird durch die Anordnung von zwei Schraubenrädern mit entgegengeſetzter Steigung aufgehoben. Zum Antrieb der Vorlegewellen W_1 und W_2 iſt die Turbinenwelle W mit zwei Stahltrieben T_1 und T_2 verſehen, welche mit den Zahnrädern Z_1 und Z_2, bezw. Z_3 und Z_4 der beiden Vorlegewellen W_1 und W_2 in Eingriff ſtehen. Die Zahnräder werden aus Gußeiſen gefertigt und mit Rothgußkränzen verſehen. Es werden aber zu beiden Seiten der Turbinenwelle Zahnräder angeordnet, damit bei der Kraftübertragung kein einſeitiger Druck auf ſie ausgeübt werden kann. Um einen gleichmäßigen Gang zu erzielen, muß die Bearbeitung der Zahnräder eine ſehr genaue ſein; ihrer ſchnellen Abnutzung aber wird dadurch vorgebeugt, daß man ſie dauernd in einem mit Oel gefüllten Gehäuſe G laufen läßt. Die Kraft wird von der Vorlegewelle mittelſt Riemenſcheiben abgeleitet, oder es werden die Wellen, wie bei der in Fig. 689 dargeſtellten Turbine mit den Wellen einer doppelten Dynamomaſchine gekuppelt. Eine Dampfturbine, deren Vorlegewelle eine Riemenſcheibe trägt, iſt in Fig. 695 dargeſtellt. Es iſt dies ein kleiner Motor mit nur einer Vorlegewelle.

Der Dampfverbrauch der Turbine iſt abhängig von der Höhe des Dampfdruckes, welcher zur Verfügung ſteht und der Größe der Maſchine. Bei Maſchinen

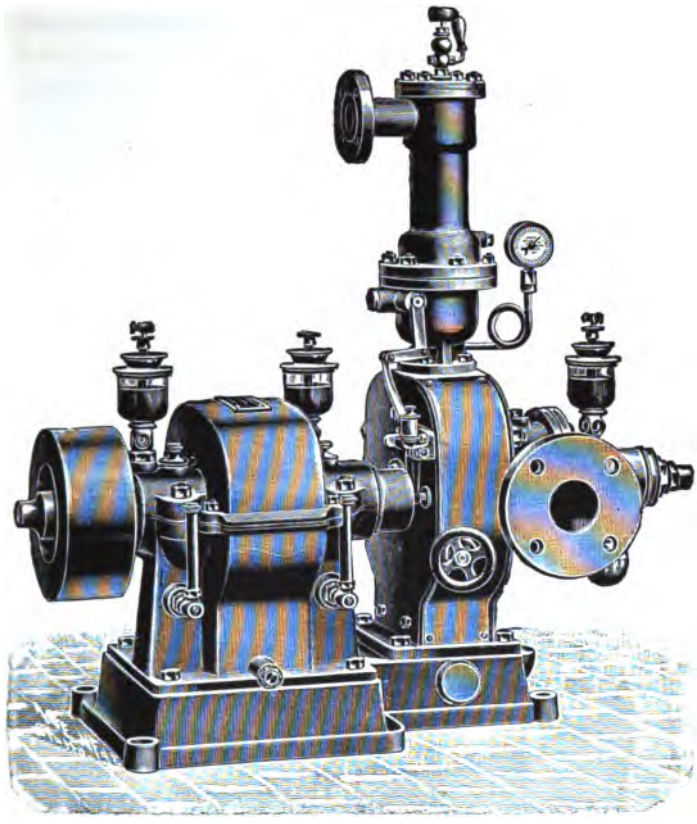


Fig. 695.

mit Condenſation iſt er weſentlich geringer, als bei Hochdruckmaſchinen. Es geht dies ſchon aus der Tabelle Seite 585 hervor, welche erkennen läßt, daß die im Dampf aufgeſpeicherte Kraft mit weſentlich größerer Geſchwindigkeit in den luftverdünnten Raum ausſtrömt, als in's Freie. Die nachſtehende Tabelle giebt an, wieviel Kilogramm Dampf die de Laval'ſchen Dampfturbinen in jeder Stunde und für jede geleiſtete Pferdeſtärke verbrauchen:

Anzahl der Pferdeſtärken	Tourenzahl der Vorgelegewelle	4 Atmoſphären		6 Atmoſphären		8 Atmoſphären		10 Atmoſphären		12 Atmoſphären	
		Auspuff	Condenſation	Auspuff	Condenſation	Auspuff	Condenſation	Auspuff	Condenſation	Auspuff	Condenſation
5	3000	30	18	24	16,8	22,1	16	20,5	15,3	19,5	14,9
10	2400	27	16,1	22	15,1	20,7	14,3	19,2	13,7	18,5	13,4
15	2400	25	14,5	20,9	13,7	19,4	13	18,2	12,5	17,6	12,1
20	2000	23,5	13,3	20	12,6	18,5	12	17,3	11,6	16,7	11,2
30	2000	22	12,3	19,3	11,7	17,8	11,2	16,7	10,8	16,1	10,5
40	2000	21	11,6	18,7	11,1	17,2	10,6	16,2	10,3	15,6	10
50	1500	20	11	18,2	10,5	16,7	10,1	15,7	9,8	15,1	9,5
75	1250	19,5	10,5	17,8	10,1	16,3	9,7	15,3	9,4	14,7	9,2
100	1050	19,2	10,2	17,5	9,8	16	9,5	15	9,3	14,3	9,1
200	750	17,6	9,8	16,4	9,3	15,3	9	14,4	8,9	13,9	8,8

Die Angaben über den Dampfverbrauch bei Condensation gelten für eine Luftverdünnung von 64,6 cm. Falls zur Condensation eine von der Turbine direkt zu betreibende Luftpumpe oder eine zum Speisen eines Strahlcondensators dienende Centrifugalpumpe benutzt wird, erhöht sich der Dampfverbrauch um*):

12 %	bei 20 Pferdestärken,	5 %	bei 100 Pferdestärken,
10 %	„ 30 „ ,	4 %	„ 200 „ .
7 %	„ 50 „ ,		

Als Vorzüge der de Laval'schen Dampfturbinen werden angegeben, ihre billige und einfache Aufstellung, ihr sehr geringer Raumbedarf, ihr ruhiger und stoßfreier Gang, ihre vollständig gleichförmige Geschwindigkeit**), ihre leichte Wartung

*) Nach Mittheilungen der Maschinenbau-Anstalt Humboldt in Kalk bei Köln.

**) Lueger, „Lexikon der gesammten Technik III", giebt für die Berechnung von Dampfturbinen Folgendes an:

„Bezeichnet w_1 die Ausflußgeschwindigkeit des Dampfes aus der Düse und w_2 die absolute Ausflußgeschwindigkeit aus den Schaufeln, so ist die an das Rad abgegebene Arbeit:

$$A = \frac{G_1}{2g}(w_1^2 - w_2^2),$$

worin G_1 das pro Sekunde aus der Düse ausströmende Dampfgewicht in Kilogramm ist. Wäre die Austrittsgeschwindigkeit $w_2 = 0$, so würde die theoretisch mögliche, größte Leistung $A_0 = \frac{G_1}{2g} w_1^2$ sein. Der Wirkungsgrad der Turbine ergiebt sich somit aus dem Verhältniß beider Leistungen A und A_0 zu einander, oder

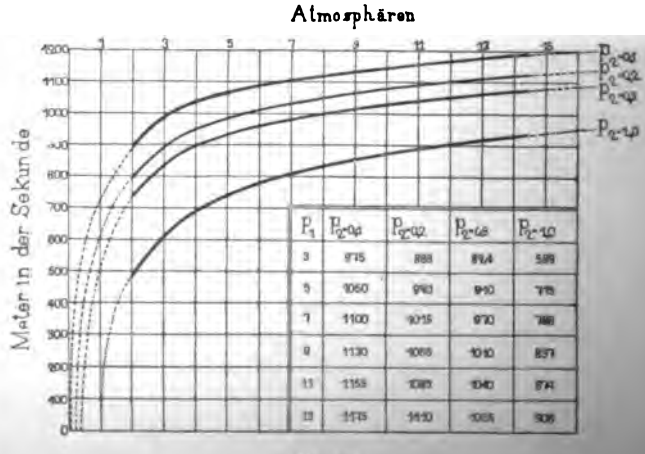
$$\eta = \frac{A}{A_0} = 1 - \left(\frac{w_1}{w_2}\right)^2."$$

„Mit Berücksichtigung des Reibungswiderstandes berechnet sich die Ausflußgeschwindigkeit in der Düse aus:

$$w_1 = \sqrt{2g\frac{k}{k-1}p_1 v_1\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]},$$

worin p_1 den inneren, absoluten Dampfdruck, p_2 den Enddruck der Expansion, $k = 1{,}135$ den Exponenten für trocken gesättigten Wasserdampf, $n = 1{,}121$ den Ausflußexponenten und v_1 das spezifische Volumen von 1 kg Dampf vom Druck p_1 bezeichnet."

„Die Ausflußgeschwindigkeiten für verschiedene Anfangs- und Enddrucke sind in der Tabelle — Fig. 696 — enthalten, während die vier in der Figur enthaltenen Kurven die Zunahme der Ausflußgeschwindigkeiten bei Anfangsdrucken von 3, 5, 7 u. s. w. Atmosphären



p_1	p_2=0,1	p_2=0,2	p_2=0,3	p_2=1,0
3	975	888	814	589
5	1050	940	910	715
7	1100	1015	970	788
9	1130	1055	1010	837
11	1155	1085	1040	874
13	1175	1110	1065	906

Fig. 696.

und ihr geringer Oelverbrauch. Die vorgenannte Fabrik baut de Laval'sche Dampfturbinen in den Größen nachstehender Tabelle:

absolut und Enddrücken von 0,1, 0,2, 0,3 und 1 Atmosphäre absolut veranschaulichen. Wie die Kurven zeigen, entspricht bei geringen Anfangsdrücken einer Zunahme des Dampfdruckes um 1 Atmosphäre oder mehr eine weit größere Steigerung der Ausflußgeschwindigkeit, als bei hohen Drücken, sodaß z. B. der Unterschied zwischen der Ausflußgeschwindigkeit bei 9 und 11 Atmosphären nur 25 m (bei einer Condensatorspannung von 0,1 Atmosphäre), bei 3 und 5 Atmosphären dagegen 75 m beträgt. Das Diagramm läßt ferner ohne Weiteres den Einfluß der Größe des Vakuum im Condensator oder des Enddruckes der Expansion auf die Ausflußgeschwindigkeit erkennen. Hiernach ist es zur Erreichung großer Ausflußgeschwindigkeit stets empfehlenswerth, mit Condensation zu arbeiten, da z. B. bei 7 Atmosphären Anfangsdruck die Ausflußgeschwindigkeit in freier Luft 788 m, bei 0,1 Atmosphäre Condensatorspannung aber 1100 m beträgt. Wie die erste Spalte der Tabelle (für 0,1 Atmosphäre Gegendruck) zeigt, entspricht einer Steigerung des Dampfdruckes von 7 auf 13 Atmosphären absolut (also um fast 100 %) nur eine Vermehrung der Ausflußgeschwindigkeit um 75 m (nur etwa 7 %), sodaß es wenig vortheilhaft erscheint, die Turbinen mit sehr hohen Dampfdrücken (etwa über 7 Atmosphären absolut) zu betreiben."

„Die Austrittsgeschwindigkeit w_2 berechnet sich wie folgt: Damit zunächst der Eintritt des Dampfstrahles in die Schaufeln ohne Stoß erfolge, muß die Schaufel an der Stirnfläche nach der Richtung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit c_1 gekrümmt sein. Bezeichnet v_1 die Umfangsgeschwindigkeit des Rades und c_2 die relative Austrittsgeschwindigkeit aus den Schaufeln, so kann bei der so sehr kurzen Zeit, während welcher der Dampf den Weg in der gekrümmten Schaufel zurücklegt, angenommen werden, daß eine Abnahme seiner Geschwindigkeit relativ zu den Schaufeln nicht stattfindet, also $c_2 = c_1$ gesetzt werden."

„Es sei ferner noch $c_1 = v_1$, also auch $c_2 = v_1$. Es folgt dann schließlich die Austrittsgeschwindigkeit zu: $w_2 = w_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha$ und

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{w_1^2} = 1 - \operatorname{tg}^2 \alpha,$$

d. h. der Wirkungsgrad η ist nur abhängig vom Eintrittswinkel α des Dampfstrahles in die Schaufeln.

Es wird für $\alpha =$ 10° 15° 20° 25° 30° 35°,

der Werth von $\eta = 1 - \operatorname{tg}^2 \alpha =$ 0,969 0,928 0,867 0,783 0,667 0,510."

„Um die Dampfmengen, welche stündlich erforderlich sind, zu berechnen, muß man außer der Ausflußgeschwindigkeit die Düsenquerschnitte kennen. Bei einer 20pferdigen Turbine ist der Durchmesser des Zuleitungsrohres hinter der Düse = 11 mm, derjenige der Düse an ihrer engsten Stelle = 4 mm, am Ausströmungsquerschnitt = 6 mm und der Abstand der beiden letzteren Querschnitte von einander 40 mm. Der Ausströmungsquerschnitt berechnet sich darnach zu $f_1 = 0{,}283$ qcm und das Verhältniß der letzteren zum engsten Düsenquerschnitt zu 2,241. Für $\alpha = 20°$ erhält man hieraus unter Anwendung der früheren Gleichung, sowie der Gleichung:

$$G_1 = \frac{f_1 \cdot w_1}{v},$$

worin G_1 die sekundliche Dampfmenge und v das spezifische Volumen des Dampfes vom Druck p_1 ist, die in der folgenden Tabelle enthaltenen Werthe, worin p_1 stets den Druck im engsten Querschnitt der Düse und p_2 den Druck im Ausflußquerschnitt bezeichnen, $p_2 = 1$ Atmosphäre absolut."

Für eine Düse ist bei

$p_1 =$	3	5	7	9	11	13	Atmosphären absolut,
$w_1 =$	589	715	788	837	874	906	m für die Sekunde,
$A =$	2,004	3,583	4,800	5,746	6,535	7,313	Pferdestärken theoretisch,
$G_2 =$	0,0098	0,0119	0,0131	0,0139	0,0145	0,0151	kg für die Sekunde.

Für vier Düsen, welche Zahl meistens bei den mittleren Größen vorhanden ist, ist

$A =$	8,016	14,33	19,2	23,0	26,14	29,25	Pferdestärken theoretisch,
$G_{st} =$	141	171	188,6	200	209	218	kg stündlich,
$G_o =$	17,6	11,94	9,83	8,7	8,0	7,44	kg stündlich für 1 Pferdestärke theoretisch.

„Der wirkliche Dampfverbrauch stellt sich infolge der Widerstände in der Maschine und der geringeren, wirklichen Ausflußgeschwindigkeit w_1 höher."

Dampfturbinen mit Riemenscheibe.

Effektive Pferdestärken		5	10	15	20	30	40	50	75	100	200	300
Raumbedarf	Länge in mm	920	1030	1060	1350	1460	1950	2290	2750	3210	3590	4070
	Breite in mm	550	650	650	730	750	840	980	1040	1320	1600	1950
	Höhe in mm	800	1000	1000	1100	1100	1100	1360	1320	1460	1700	1800
Riemenscheibe am Motor	Umdrehungszahl in der Minute	3000	2400	2400	2000	2000	2000	1500	1250	1050	920	850
	Durchmesser in mm	160	200	200	240	240	2 Scheiben 240	2 Scheiben 350	2 Scheiben 390	2 Scheiben 340	2 Scheiben 520	2 Scheiben 720
	Breite in mm	80	100	115	130	155	2 Scheiben 130	2 Scheiben 230	2 Scheiben 300	2 Scheiben 360	2 Scheiben 400	2 Scheiben 480
Vorgelegewelle	Umdrehungszahl in der Minute	480	480	480	480	480	400	360	350	320	280	240
	Durchmesser der Riemenscheibe in mm	230	230	300	300	300	500	635	650	700	1200	1400
	Breite der Riemenscheibe in mm	230	230	270	270	270	320	375	480	500	680	760

Dampfturbinen mit Dynamomaschine gekuppelt (Turbinen-Dynamo).

Effektive Pferdestärken der Turbinen		5	10	15	20	30	40	50	75	100	200	300
Leistung der Dynamos in Watt		3000	6110	9420	12 580	19 140	25 250	32 250	48 500	66 000	132 000	198 000
Umdrehungszahl der Dynamos in der Minute		3000	2400	2400	2000	2000	2000	1500	1250	1050	920	850
Raumbedarf	Länge in mm	1700	1850	2000	2230	2320	2250	2640	3020	3470	4450	4900
	Breite in mm	500	730	750	900	900	900	1000	1100	1230	1460	1950
	Höhe in mm	800	1000	1000	1100	1100	1100	1360	1320	1460	1700	1800

Die Dampfturbine von Parson*) sei hier als Vertreterin der zweiten Art von Dampfturbinen aufgeführt, bei denen der gegebene Dampfdruck nicht auf einmal, sondern stufenweise und allmählich ausgenutzt wird. Demzufolge wird ein derartiger Motor aus einer Reihe einzelner Turbinen sich zusammensetzen, und deshalb nicht so einfach sein können, als die Dampfturbine von de Laval. Dagegen hat ein solcher Motor den Vorzug, daß er eine viel geringere Geschwindigkeit des Laufrades erfordert.

Fig. 697 stellt eine solche Turbine nach Ausführung von C. A. Parson & Co. in Newcastle-On-Tyne dar. Eine große Anzahl von Turbinenlaufrädern L sind

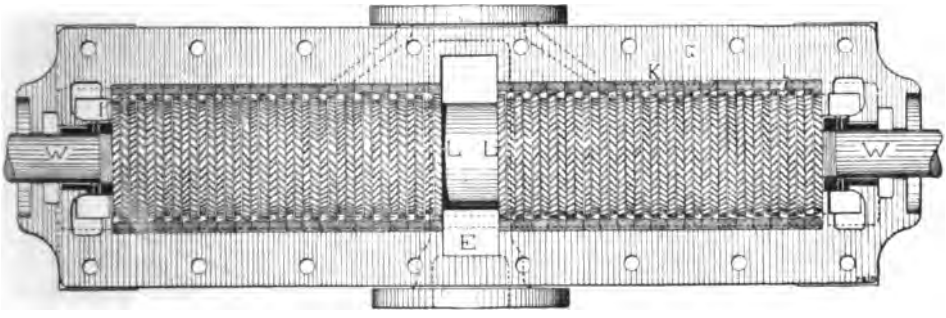


Fig. 697.

gleichmäßig zu beiden Seiten der Dampfeinströmöffnung E auf einer gemeinschaftlichen Welle W befestigt. Für jedes dieser Laufräder ist aber in dem Umfang des Turbinengehäuses G ein Ring K mit Leitschaufeln I eingesetzt. Bei diesem Leitschaufelapparat ist der Ring K um soviel breiter als die Leitschaufeln, daß er ein Laufrad L aufnehmen kann und somit die Leitschaufelapparate und die Laufräder L abwechselnd auf der Turbinenwelle W aufgereiht sind. Der durch E eintretende Dampf vertheilt sich nach rechts und links gleichmäßig auf die beiden Reihen von Turbinen. Nachdem er das erste Laufrad durchströmt hat, gelangt er in den folgenden Leitschaufelapparat und von dort in das nächste Laufrad und so fort. Dabei vermindert sich der Dampfdruck und die Durchflußgeschwindigkeit des Dampfes immer mehr. Es wird deshalb, wenn die Turbinen alle gleichen Durchmesser haben, die Durchflußgeschwindigkeit gegen Ende der Turbinensäule hin eine immer kleinere, und auch das Verhältniß zwischen der Dampfgeschwindigkeit und der Umfangsgeschwindigkeit der Turbinen wird ein immer anderes. Es kann also bei den letzten Turbinen dieses Verhältniß nicht mehr so vortheilhaft sein, als bei den ersten Turbinen.

*) Diese Turbine soll nach Aufsätzen von Stribeck in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1889“ und von Klein in derselben Zeitschrift 1895 besprochen werden.

Dieſen Mangel vermindert Parſon bei kleineren Turbinen dadurch, daß er die Stellung der Schaufel und ihre Höhe verſchieden macht. Bei größeren Turbinen benutzt er Abſtufungen im Durchmeſſer der Turbinenſcheibe, wie dies Fig. 698 zeigt. Dabei wird nicht jede folgende Turbine größer als die vorhergehende gemacht, vielmehr verwendet Parſon nur drei Abſtufungen in den Turbinengrößen. Die erſte Reihe von Laufrädern L_1 hat den kleinſten Durchmeſſer, beſteht aber aus der größten Anzahl. Für die zweite Reihe L_2 iſt der Durchmeſſer der Laufräder gewachſen, ihre Anzahl aber etwa auf die Hälfte vermindert, und ebenſo ſtellt ſich das Verhältniß bei der dritten Reihe von Laufrädern L_3 zu dem der zweiten Reihe L_2. Parſon glaubt auf Grund ſeiner Erfahrung annehmen zu können, daß erſt bei einer beträchtlichen Abweichung von der Dampfgeſchwindigkeit zu der Umfangsgeſchwindigkeit die Leiſtungsfähigkeit des Motors leidet. Bei der abgeſtuften Maſchine tritt der Dampf bei E in die Laufradreihe L_1 ein und gelangt aus dieſer in die beiden nächſt folgenden. Ein doppelter Dampfmantel M_1 und M_2 ſoll einer vorzeitigen Condenſation des Dampfes innerhalb der Turbine vorbeugen.

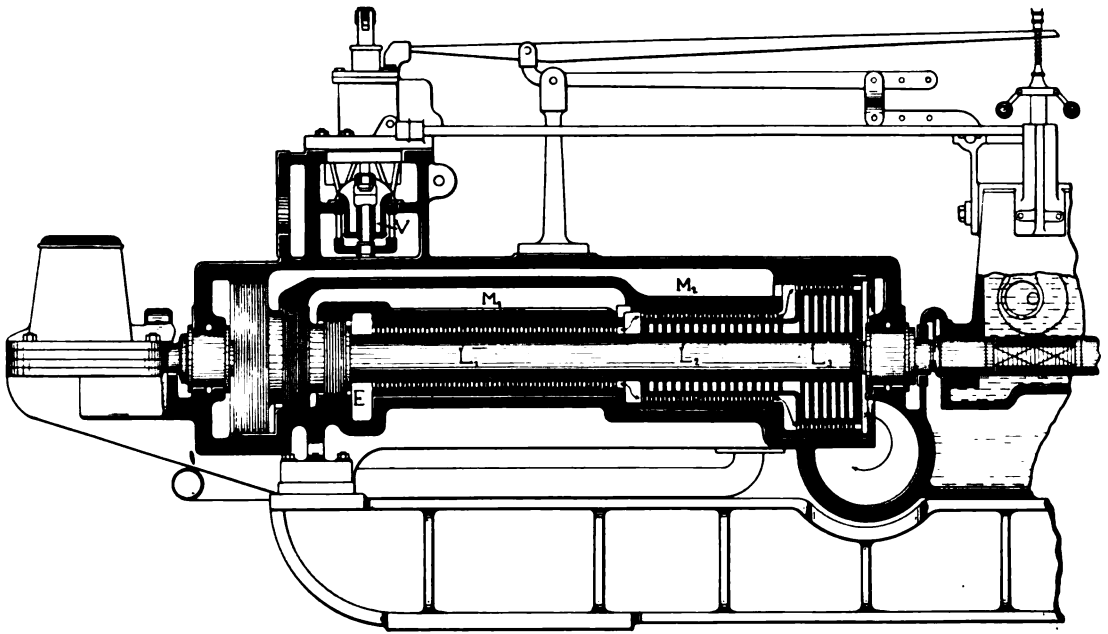


Fig. 698.

Die Regelung der zutretenden Dampfmenge findet in der Weise statt*), daß der Regulator mit Hilfe eines Hebels einen Schieber beeinflußt, der außerdem sich in gleichen Zeiträumen auf- und abbewegt und dadurch Dampf über oder unter einen Kolben treten läßt, der nun seinerseits das Hauptventil V für die Dampfeinströmung öffnet oder schließt. Infolgedessen tritt der Dampf bei kleinen Belastungen nur in einzelnen, kurzen Stößen in die Maschine ein, die, je größer die Belastung wird, um so länger dauern, bis sie schließlich bei voller Belastung zu einem ununterbrochenen Strome werden. Dadurch soll der Dampfverbrauch sehr gering werden, und da alle regelnden Theile in steter Bewegung bleiben, soll die Regulirungsgeschwindigkeit eine große sein.

Für die Lagerung der Turbinenwelle hat Parson zwei Ausführungen angewendet, von denen die eine in Fig. 699 wiedergegeben ist. Die Lagerbüchse B ist hierbei von einer großen Anzahl von Ringen R_1 und R_2 umgeben, von denen die Ringe R_1 an der Büchse sich anschließen, von dem Lagergehäuse A aber um 0,8 mm abstehen. Die Ringe R_2 aber legen sich umgekehrt genau in das Lagergehäuse ein und stehen von der Lagerbüchse um 0,8 mm ab. Die Ringe R_1 und R_2 folgen abwechselnd auf einander und werden von einer Spiralfeder F gegen einander gepreßt. Bei einer solchen Anordnung kann die Lagerbüchse kleine Querbewegungen machen und infolgedessen kann auch die Turbinenwelle um ihre freie Achse sich drehen, wenn der Schwerpunkt mit der Achse der Welle, wie dies fast immer der Fall sein wird, nicht genau zusammenfällt. Weil diese Lager nach längerem Gebrauch eine Abnutzung zeigten, ging man zu der Lagerconstruction Fig. 700 über. Die Lagerschale, welche aus Bronce besteht, ist in drei conzentrische Stahlröhren eingesetzt, zwischen denen je eine dünne Ölschicht sich befindet. Das Öl wird beständig durch die Stahlröhren hindurch gepumpt und bildet ein Ölkissen, welches die Schwingungen der Achse aufnimmt. Es kann also auch bei dieser Lagerconstruction die Turbinenwelle sich seitlich etwas einstellen.

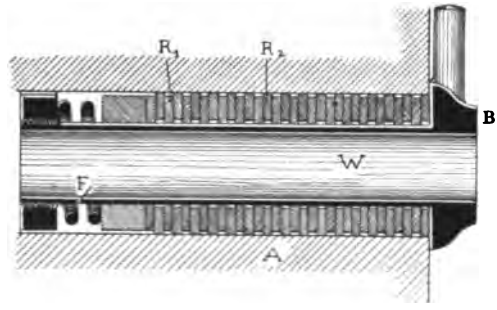


Fig. 699.

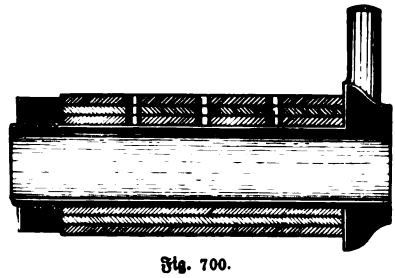


Fig. 700.

*) Dingler's „Polytechnisches Journal", Jahrgang 1900, Seite 14.

An Stelle der Achsialturbinen wendet Parson in neuerer Zeit Radialturbinen mit Innenbeaufschlagung an. Wie Fig. 701 und 702 erkennen lassen,

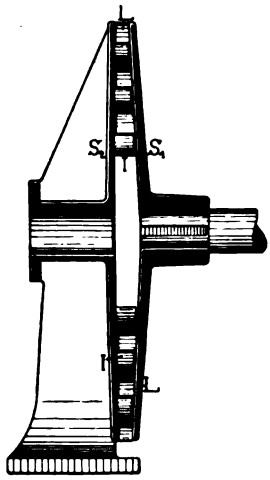


Fig. 701.

Fig. 702.

wechseln die Leitrad- und Laufradkränze ab. Die in einem Leitrad erzeugte Dampfgeschwindigkeit wird in dem folgenden Laufrad in Arbeit umgesetzt. Die Laufräder L sitzen auf einer gemeinsamen Scheibe S_1, welche auf der Welle W befestigt ist, während die feste Scheibe S_2 alle Leitradschaufeln I trägt. Damit geringere Umdrehungsgeschwindigkeiten erhalten werden, muß der Dampf in einer möglichst großen Anzahl von Druckstufen allmählich ausgenutzt werden, und es werden deshalb auch eine Anzahl von derartigen Turbinenscheiben auf einer Welle vereinigt. Trotz der verhältnißmäßig großen Umfangsgeschwindigkeit von 175 m in der Sekunde, welche die Turbinenscheiben haben, sind die Schaufeln aus Messingblech hergestellt und aufgelöthet.

Die Versuche*), welche über den Dampfverbrauch der Dampfturbine von Parson angestellt wurden, zeigten, daß diese Turbinen den Kolbenmaschinen in ihrer Leistung ebenbürtig sind. Es steht durchaus nichts im Wege, diese Turbinen anstatt mit Dampf, mit hochgespannten Gasen oder mit Druckluft laufen zu lassen. Zu bedenken ist aber immer, daß der Motor einer ganz vorzüglichen Ausführung bedarf, wenn er lebensfähig sein soll. Parson hat es soweit gebracht, daß eine Maschine, welche 3 Jahre lang, täglich 10 Stunden lief, nur ganz unbedeutende Abnutzungen der Lager zeigte.

---

*) Nach Versuchen von Prof. Ewing hat die Parson-Turbine, welche den Torpedozerstörer „Turbinia" treibt, bei einer Geschwindigkeit von 32 Knoten etwa 66 kg Dampf für die Pferdekraftstunde und bei einer Geschwindigkeit von 34½ Knoten noch etwas weniger gebraucht. (Dingler's „Polytechnisches Journal", Jahrgang 1900.)

Die Condenſation.

Unter Condenſation (vom lateiniſchen: condensatio = Verdichtung) wird die Verdichtung von Gaſen zu einer Flüſſigkeit und im Beſonderen bei Dampfmaſchinen die Verdichtung des Dampfes zu Waſſer verſtanden. Wie wir bereits wiſſen, werden Dampfmaſchinen, welche den verbrauchten Dampf in's Freie direkt auspuffen, als Hochdruckmaſchinen bezeichnet, während die Dampfmaſchinen, bei denen der verbrauchte Dampf in einem beſonderen Gefäß zu Waſſer verdichtet wird, bei denen alſo eine Condenſation des Dampfes ſtattfindet, als Niederdruckdampfmaſchinen bezeichnet werden. Eigentlich iſt dieſe Bezeichnung unzutreffend, denn der Vorzug der Condenſation des verbrauchten Dampfes beruht gerade darauf, daß die Maſchine mit einem höheren Dampfdruckgefälle arbeiten ſoll, als dies bei den Dampfmaſchinen ohne Condenſation der Fall ſein kann. Wenn wir an die Wirkung des Waſſers bei Waſſermotoren denken, ſo werden wir uns erinnern, daß als Hochdruckturbinen diejenigen bezeichnet werden, bei denen das Waſſer mit einem höheren Gefälle zur Wirkung kommt, als Niederdruckturbinen diejenigen, die mit einem geringerem Gefälle arbeiten. Setzen wir den Druck des Dampfes an der Einſtrömung in die Dampfmaſchine in Vergleich zu dem Druck des Waſſers an der Einſtrömungsſtelle in's Rad und den Druck des Dampfes, welcher aus der Dampfmaſchine ausſtrömt, in Vergleich zu dem Druck des Waſſers, welches den Waſſermotor verläßt, dann wären die Dampfmaſchinen mit Condenſation gegenüber den Dampfmaſchinen, welche ohne Condenſation arbeiten, als Hochdruckmaſchinen zu bezeichnen. Bei letzteren muß der Dampf, wenn er in das Freie ausgeſtoßen werden ſoll, wenigſtens noch einen Druck haben, der etwas höher iſt, als der der Atmoſphäre, ganz ebenſo wie das Waſſer aus dem Motor nur mit einem gewiſſen Verluſt an Gefälle ausſtrömen kann. Man kann nun das Dampfdruckgefälle einer Dampfmaſchine dadurch vergrößern, daß man den verbrauchten Dampf nicht in's Freie gelangen läßt, ſondern in einen luftverdünnten Raum. In dieſem Fall wird der Gegendruck hinter dem Kolben der Dampfmaſchinen ein entſprechend kleinerer ſein müſſen, als wenn der Dampf in's Freie abgeſtoßen wird, wo er den Widerſtand der Atmoſphäre findet. Offenbar arbeitet eine Dampfmaſchine, bei welcher dieſer Gegendruck ein geringerer iſt, mit einem höheren Dampfdruckgefälle und muß deshalb auch eine größere Kraftleiſtung zur Folge haben. Nehmen wir an, daß eine Dampfmaſchine, welche ihren Dampf in's Freie abſtößt, dem vorwärtsgetriebenen Kolben einen um 0,1 Atmoſphäre höheren Widerſtand leiſtet, als der Atmoſphärendruck beträgt, alſo einen Widerſtand von 1,1 Atmoſphären, ſo würde dieſelbe Maſchine, wenn hinter ihrem Kolben eine Luftleere von 0,1 Atmoſphäre erzeugt würde, einen um eine ganze Atmoſphäre geringeren Widerſtand leiſten und die Wirkung des Dampfkolbens um eine Atmoſphäre erhöht werden.*)

*) Lueger, „Lexikon der geſammten Technik, Band V", giebt folgendes Beiſpiel:

„Arbeitet z. B. eine Maſchine mit 4 Atmoſphären, ſo wird bei Anwendung der Condenſation etwa 0,9 Atmoſphäre gewonnen, ſodaß der neue wirkſame Druck 4,9 Atmoſphären,

Der Behälter, in welchem der Dampf condensirt wird, also der **Condensator**, kann ein Gefäß von beliebiger Form sein. In demselben kann die Condensation des Dampfes dadurch erfolgen, daß man den verbrauchten Dampf der Dampfmaschine mit Kühlwasser direkt vermischt oder dadurch, daß man das Gefäß, in welches der verbrauchte Dampf ausströmt, an seiner Oberfläche abkühlt. Man unterscheidet darnach die sogenannten: **Einspritz- oder Mischcondensatoren und die Oberflächencondensatoren.**

Wegen der größeren Ausdehnung, welche die Oberflächencondensatoren erhalten, wendete man sie bisher seltener und nur dort an, wo, wie bei Schiffsmaschinen, das Kühlwasser reichlich zur Verfügung steht. Die Vermischung von Wasser und Dampf, wie die Einspritzcondensatoren dies erfordern, muß wegen des Salzgehaltes des Seewassers bei den Schiffsmaschinen vermieden werden. In neuerer Zeit hat man den Oberflächencondensatoren mehr Aufmerksamkeit zugewendet. Jede Condensation setzt voraus, daß das zur Kühlung nöthige Wasser vorhanden ist. Das in Folge seiner Condensationsarbeit angewärmte Kühlwasser kann wiederholt verwendet werden, wenn es Gelegenheit findet wieder abzukühlen. Eine derartige **Rückkühlung** des Condensationswassers ist möglich, wenn das Wasser über eine große Fläche ausgebreitet wird, also beispielsweise in einem Teiche. Es werden auch Rückkühlanlagen gebaut, bei denen man das Wasser in fein vertheilten Strahlen über Körper von großen Oberflächen herabrieseln läßt. Solche Rückkühlanlagen werden als **Gradirwerke** bezeichnet.

Ueber die Vorzüge und Nachtheile der Condensation äußert sich Schwartze*): „Die Einrichtung der Condensation ist vortheilhaft für das Güteverhältniß der Maschine, insofern das Verhältniß zwischen der absoluten Vorder- und Hinterdampfspannung kleiner wird. Bei gleicher Stärke und gleichen Abmessungen der Maschine ist eine um etwa $1^3/_4$ bis $2^1/_2$ Atmosphären geringere Kesselspannung nöthig, und es ergiebt sich eine Brennmaterialersparniß von 25 bis 33 %. Ordnet man, wie es üblich ist, bei gleicher Stärke die Abmessungen der Condensationsmaschine größer an, so wird die Kesselspannung noch geringer sein können, und der Brennmaterialverbrauch wird auch noch geringer. Wegen geringeren Dampfverbrauchs bei gleicher Arbeitsleistung genügen etwas kleinere Kessel von geringerer Blechdicke und folglich von billigerem Preise. Die Condensationsmaschinen sind leichter zu stärkerer Arbeitsleistung anzutreiben als die Maschinen mit freiem Auspuff, insofern erstere mit geringerem Kesseldruck betrieben werden als letztere und daher eine gewisse Verstärkung der Dampfspannung im Procentsatz für den ersteren Fall mehr beträgt als im letzteren Fall. Endlich ist bei Condensations-

---

das Verhältniß beider $\frac{4{,}9}{4} = 1{,}225$, der Gewinn also 22,5 % beträgt. Arbeitet die Maschine dagegen mit 8 Atmosphären Ueberdruck, so ist der gesammte Gewinn bei gleichem Condensatordruck $\frac{8{,}9}{8} = 1{,}1125$ oder $11^1/_4$ %, d. h. nur die Hälfte des Obigen. Es geht hieraus hervor, daß mit zunehmender Betriebsspannung der Nutzen der Condensation verhältnißmäßig geringer wird. Ein Theil der gewonnenen Arbeit geht übrigens zum Betriebe der Condensatorluftpumpe und der Wasserpumpe verloren."

*) Schwartze, „Dampfmaschinen und Dampfkessel".

naſchinen die Möglichkeit gegeben, durch Anwendung von hoher Dampfſpannung ınd ſehr ſtarker Expanſion das Maximum des erreichbaren Güteverhältniſſes und ugleich vermittelſt Einrichtung veränderlicher Expanſion eine für ſehr veränderliche Belaſtung geeignete Maſchine herzuſtellen. Nachtheile der Condenſationseinrichtung iegen in der Nothwendigkeit der Anbringung mehrerer Pumpen und anderer ›azu nöthiger Theile, wodurch die Maſchine zuſammengeſetzter und ſchwieriger ıufzuſtellen, ſchwieriger im guten Betrieb zu erhalten und in der Anſchaffung ›edeutend koſtſpieliger wird. Ferner iſt die Herbeiſchaffung der zur Condenſation ıöthigen großen Menge kalten Waſſers oft mit bedeutenden Schwierigkeiten ver= ›unden. Ausſchlaggebend für die Wahl zwiſchen einer Condenſations= und einer Auspuffmaſchine iſt jedenfalls der örtliche Preis des Brennmaterials.“

Einſpritzcondenſatoren oder Miſchcondenſatoren.

Wie bei den Dampfkeſſeln, kann auch bei den Condenſatoren der Grundſatz ›er Gegenſtrömung eingeführt werden und darnach können wir unterſcheiden: Parallelſtromcondenſatoren und Gegenſtromcondenſatoren. Bei den :rſteren wird das Kühlwaſſer auf derſelben Seite in den Condenſator eingeführt, ıuf welcher der Abdampf der Maſchine eintritt, bei letzteren wird das Kühl= waſſer dem Abdampf der Maſchine entgegen geführt.

Die Luftverdünnung in dem Condenſator tritt dadurch ein, daß der Dampf, wenn er zu Waſſer verdichtet wird, einen viel geringeren Raum einnimmt, als zu= vor. Wir wiſſen bereits — Band II, Seite 283 — daß der Waſſerdampf einen 1600mal größeren Raum erfordert, als das Waſſer. Je vollſtändiger daher der Abdampf der Maſchine in Waſſer verwandelt wird, deſto vollſtändiger wird auch die Luftleere in dem Condenſator ſein. Die Abkühlung des Dampfes darf jedoch auch nicht zu weit getrieben werden, und die Menge des Kühlwaſſers muß ſtets im Verhältniß zu der Menge des Abdampfes der Dampfmaſchine ſtehen. Die „Hütte“ ſagt darüber*): „Die Kaltwaſſerpumpe muß einen Ueberſchuß liefern, etwa 30 bis 35 kg Waſſer auf 1 kg Dampf. Ueberſchuß von wirklich eingeſpritztem Waſſer erhöht die Luftpumpenarbeit und bringt größere Luftmengen in den Con= denſator, iſt daher unvortheilhaft. Die vortheilhafteſte Luftleere iſt durch möglichſt niedrige Temperatur des Einſpritzwaſſers, feine Vertheilung des letzteren, Dichtheit aller Theile und gute Fortſchaffung der Condenſationsprodukte anzuſtreben.“

Die Produkte, welche bei der Condenſation entſtehen, ſind außer dem Waſſer und dem Dampf, der verdichtet wird, auch noch Luft, weil das zugeführte Waſſer ſtets Luft enthält. Dieſe Condenſationsprodukte müſſen aus dem Condenſator entfernt werden. Dazu dient entweder eine Luftpumpe, die das Gemiſch von warmem Waſſer, Dampf und Luft gemeinſam abſaugt, die ſogenannte naſſe Luftpumpe, oder eine Pumpe, die nur die Luft und die nicht condenſirten Dämpfe abzuführen hat, die ſogenannte trockene Luftpumpe. Im letzteren Falle muß man eine beſondere Pumpe zum Fortſchaffen des warmen Waſſers

*) Hütte, „des Ingenieurs Taſchenbuch“.

vorsehen, die man als **Warmwasserpumpe** bezeichnet. Sie kann entbehrt werden wenn das warme Wasser genügend Gefälle hat, um frei abfließen zu können.

Das Kühlwasser, welches zur Condensation des Dampfes nothwendig ist. läßt man, wo dies angeht, durch die Luftverdünnung in dem Condensator ansaugen. Ist das Kühlwasser aber höher, als 7 m anzuheben, dann ist man gezwungen, eine **Kaltwasserpumpe** anzuwenden, welche dem Condensator das Kühlwasser zuführt.

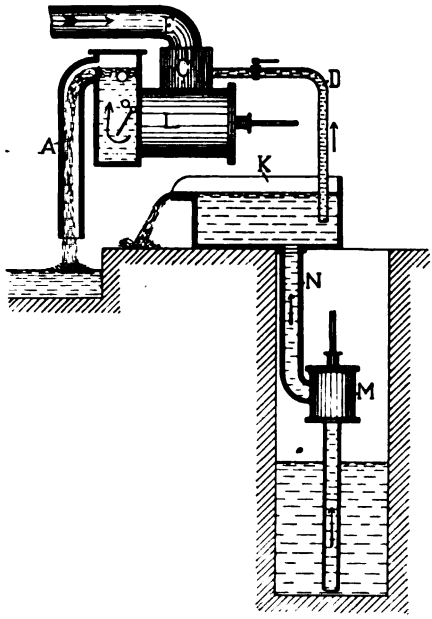


Fig. 703.

Fig. 703 zeigt eine allgemeine Anordnung eines **Einspritzcondensators mit Parallelstrom**. Der Dampf gelangt durch das Rohr E von der Dampfmaschine in den Condensator C, und das Kühlwasser wird aus einem Brunnen mit Hilfe der Kaltwasserpumpe M durch das Rohr N in den Sammelkasten K gehoben, von wo aus es in Folge der Luftverdünnung innerhalb des Condensators durch das Rohr D in letzteren gelangt und sich in ihm mit dem Dampf mischt. Das Kaltwasserrohr D kann durch einen Hahn mehr oder weniger geschlossen und damit die Menge des Kühlwassers geregelt werden. An den Condensator C schließt sich die nasse Luftpumpe L an. Sie drückt die Condensationsprodukte durch das Rohr A in's Freie.

Wenn der Wasserspiegel des Kühlwassers hoch genug liegt, so kann die Kaltwasserpumpe M erspart und das Wasser durch die Luftverdünnung im Condensator angesaugt werden. Ebenso konnte auch die nasse Luftpumpe erspart werden und das Condensationswasser durch ein Abfallrohr frei fortfließen, wenn es wenigstens 10 m Fall hat und unter Wasser mündet, sodaß durch das Abfallrohr nicht Luft in den Condensator zurücktreten kann.

Ein **Einspritzcondensator mit Gegenstrom** ist in Fig. 704 dargestellt. Es ist dies der Condensator von **J. J. Weiß** in Basel, der von der **Sangerhäuser Aktien-Maschinenfabrik** in Sangerhausen gebaut wird. Bei diesem Condensator wird das Kühlwasser dem Abdampf der Maschine direkt entgegengeführt. Die Luft wird durch eine trockene Luftpumpe von der kältesten Stelle des Condensators aus, also in der Nähe der Stelle, wo das Kühlwasser eingeführt wird, abgesaugt, während das warme Wasser getrennt von der Luftpumpe an der entgegengesetzten Seite aus dem Condensator entfernt wird. Dazu dient entweder eine Warmwasserpumpe oder ein selbstthätig wirkendes Abfallrohr.

Dem Condenſator C wird durch das Rohr B in ſeinem unteren Ende der Abdampf der Maſchine zugeführt. Das Kühlwaſſer tritt von oben in den Condenſator ein und durchſtrömt dieſen, indem es über wagerechte Teller T läuft, kaſkadenartig von oben nach unten. Die trockene Luftpumpe L ſaugt durch das

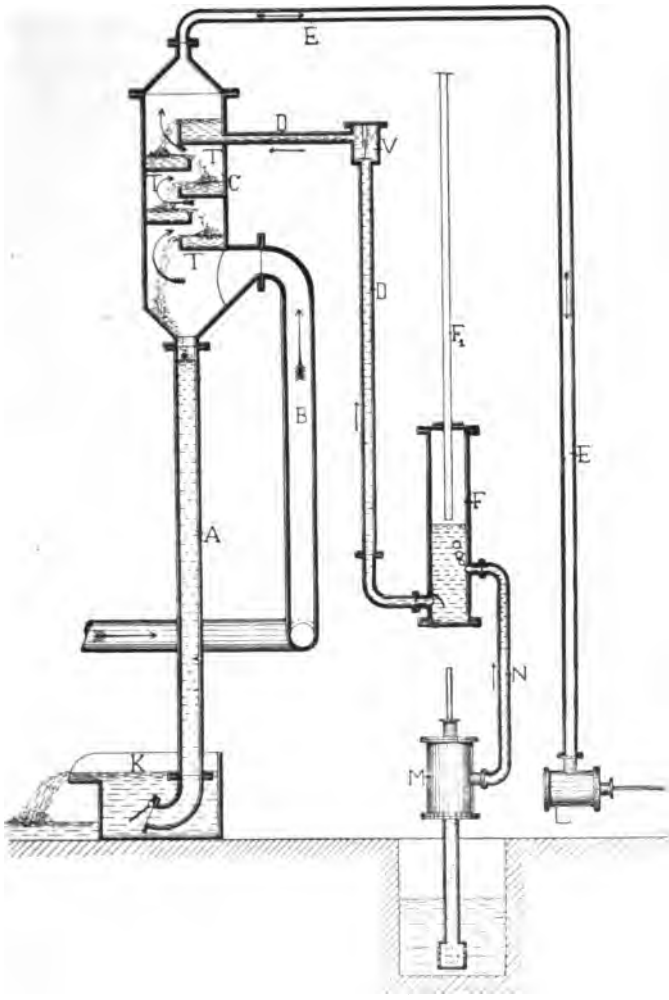


Fig. 704.

Rohr E die Luft aus dem Condenſator an höchſter Stelle ab und zwingt dadurch den von unten eintretenden Dampf durch die niederfallenden Waſſerſchichten nach oben aufzuſteigen. Dabei condenſirt ſich der Dampf, indem er aufſteigend immer kältere Waſſerſchichten trifft. Das warme Waſſer fällt bei dem dargeſtellten Condenſator durch das Rohr A ab. Es muß dies wenigſtens 10 m lang ſein, unter Waſſer münden und unten durch eine Rückſchlagklappe K verſchloſſen werden.

Das Kühlwasser wird aus dem Brunnen durch die Kaltwasserpumpe M angesaugt und durch das Rohr N in den senkrechten Behälter F gedrückt. Aus diesem gelangt es durch die Rohrleitung D in den Condensator, in welchen ein selbstthätiges Ventil V eingeschaltet ist.

Der Wasserbehälter F steht mit der Atmosphäre durch ein schwaches Rohr F_1 — von 9 bis 20 mm Weite — in Verbindung, welches über dem Oberwasserspiegel des Condensators mündet. Bei dieser Anordnung wird der Wasserspiegel in dem Behälter F sich soweit senken, wie die Luftverdünnung innerhalb des Condensators durch ihre Saugwirkung dies bedingt. Infolgedessen hat die Kaltwasserpumpe M das Wasser nicht bis zu der Höhe zu drücken, wo die Rohrleitung D in den Condensator mündet, sondern nur bis zu dem Wasserspiegel des Behälters F. Der Behälter selbst ist wenigstens so tief anzulegen, daß von seinem Wasserspiegel nach dem Condensator hin wenigstens eine Saughöhe von 10 m ist, andernfalls könnte es eintreten, daß der Condensator mehr Wasser ansaugt, als die Kaltwasserpumpe dem Behälter F zuführt, und es würde alsdann Luft in den Condensator gesaugt werden.

Für den Fall, daß der Condensator zu heiß geworden und infolgedessen der Druck in demselben gestiegen ist, sodaß seine Saugkraft nicht mehr ausreicht, genügend Wasser aus dem Behälter F anzuheben, dann würde das Wasser in letzterem steigen. Vorausgesetzt, daß auch die Luftpumpe L und die Kaltwasserpumpe M ruhig weiter arbeiten, hebt sich der Wasserspiegel in dem Behälter F und steigt endlich in dem Röhrchen F_1 an. Da Letzteres aber bis über den Oberwasserspiegel im Condensator hinaus reicht, so muß schließlich das Kühlwasser in den Condensator sich ergießen, auch wenn dessen Saugwirkung ganz nachgelassen hätte. Dadurch wird nun der Condensator C wieder abgekühlt, die Dämpfe werden condensirt, und der Wasserspiegel in dem Behälter F senkt sich wieder, bis er seinen normalen Stand erreicht hat. Auf diese Weise findet eine selbstthätige Regelung innerhalb des Condensators statt. Es empfiehlt sich deshalb stets eine Kaltwasserpumpe anzuwenden, auch wenn eine Kaltwasserleitung vorhanden ist und die Aufstellung einer Pumpe sich erübrigt.

Das Rohr N läßt man etwas höher in den Behälter F münden, als das Rohr D, damit es ausgeschlossen wird, daß die Luft, welche durch die Kaltwasserpumpe zugeführt wird, durch das Rohr D in den Condensator eindringen kann. In dem Behälter F scheidet sie sich von selbst ab und gelangt durch das Rohr F_1 in's Freie.

Als Vorzug des dargestellten Condensators wird hervor gehoben, daß Verstopfungen nicht vorkommen und Ansätze nicht stören können. Das Wasser, welches kaskadenartig in den Condensator niederfällt, bietet dem Dampf eine große Oberfläche und mischt sich mit ihm sehr vollständig. Die Condensatoren werden gewöhnlich mit 5—6 Teller versehen, und es zeigt alsdann das abfließende Wasser eines solchen Condensators die Temperatur der zur Condensation kommenden Dämpfe.

Im Allgemeinen kann angenommen werden, daß ein Gegenstromcondensator halb so viel Kühlwasser erfordert, als ein Parallelstromcondensator. Im Mittel werden 15—20 kg Kühlwasser für jedes Kilogramm Dampf verbraucht.

Der Strahlcondenſator nach Ausführungen von Gebr. Körting in Körings-dorf bei Hannover iſt durch Fig. 705 und 706 wiedergegeben. Es iſt ein Einſpritzcondenſator neuerer Art. Bei ihm wird die dem Abdampf bei ſeiner Miſchung mit dem Einſpritzkühlwaſſer inne wohnende Triebkraft benutzt, um die Geſchwindigkeit des Waſſers in der Miſchdüſe derartig zu erhöhen, daß ſie befähigt iſt, den Gegendruck der Atmoſphäre zu überwinden, und auf der anderen Seite der Düſe in's Freie auszutreten, trotz der in ihr durch Condenſation erzeugten Luftleere. Die Miſchdüſe D iſt innerhalb des Gehäuſes verſchiebbar gelagert. Beim Anlaſſen der Maſchine wird in die Düſe friſcher Dampf eingelaſſen, um das Condenſationswaſſer zunächſt anzuſaugen. Sobald die Maſchine im Gang iſt, ſtrömt der Abdampf durch das Rohr B in das Gehäuſe und innerhalb deſſelben durch viele ſchräg eingebohrte Löcher auf das Condenſationswaſſer. Dieſes wird dadurch nach der Mündung A mitgeriſſen und erhält dabei eine ſolche Geſchwindigkeit, daß der Gegendruck der Atmoſphäre überwunden werden kann. Darauf wird der friſche Dampf abgeſtellt und der Apparat arbeitet nur mit Abdampf. Das Kühlwaſſer ſtrömt in der Richtung von E nach A durch den Apparat; der Dampf trifft ſchräg auf den Waſſerſtrahl und miſcht ſich mit dieſem.

Fig. 705.

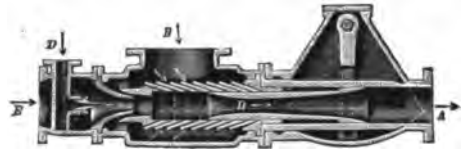


Fig. 706.

Durch die Verſchiebung der Düſe D, welche mittelſt eines ſeitlich angebrachten Hebels erfolgt, wird die Leiſtung des Apparates dadurch geändert, daß die Düſe mehr oder weniger von den ſchrägen Löchern für den Durchtritt des Abdampfes freigiebt.

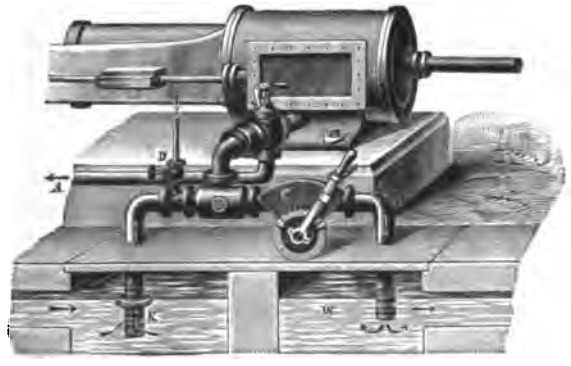


Fig. 707.

Die Anwendung des Strahlcondenſators für eine liegende Dampfmaſchine zeigt Fig. 707. Der Condenſator iſt wagerecht angeordnet. Der Abdampf der Maſchine wird ihm zugeführt, nachdem er ein Umſchaltventil

passirt hat. An dieses schließt sich eine in's Freie gehende Rohrleitung an, welche zur Abführung des Dampfes dient, falls ohne Condensation gearbeitet werden soll. Der frische Dampf zum Anlassen des Condensators wird durch ein Rohr zugeführt, das Kühlwasser tritt durch das Rohr K ein, und das warme Wasser verläßt den Condensator auf der anderen Seite durch ein in die Abflußleitung geführtes Rohr. Zur Abhaltung von Unreinigkeiten ist das Rohr K mit einem Saugkorb versehen.

Die Strahlcondensatoren werden von der Fabrik in Größen nachstehender Tabelle gebaut:

Stündlicher Wasserverbrauch in Litern	Durchmesser der Rohre in Millimetern				Ganze Länge des Apparates in Millimetern
	Abdampf	Wasserzufluß	Wasserabfluß	Direkter Dampf	
4 000	60	40	33	15	550
6 000	70	50	38	20	650
8 000	80	60	46	20	750
12 000	100	70	56	25	880
16 000	125	80	65	30	1000
22 000	150	90	75	35	1150
30 000	175	100	90	40	1300
45 000	200	125	110	45	1500
60 000	225	150	125	50	1750
80 000	250	175	150	60	2000
100 000	300	200	160	60	2200

Die Saughöhe soll so gering als möglich sein und niemals 5 m übersteigen. Im Besonderen ist darauf zu achten, daß das abfließende Wasser wenigstens bis auf die Höhe des Unterwassers zurück geführt wird.

Der Oberflächencondensator

hat nun den Vorzug, daß das Kühlwasser und der Abdampf mit einander in Berührung kommen, und daß sonach durch die Condensation des Abdampfes ein vollständig kesselfreies Speisewasser gewonnen wird. Nur von dem Oel, welches der Abdampf aus dem Dampfcylinder mit entführt, muß das condensirte Wasser befreit werden, damit die Metallwände der Oberflächencondensatoren nicht zu sehr leiden, da Oel bei seiner Zersetzung Säuren bildet, die Metall angreifen. Es war dies früher ein Hauptgrund, weswegen man die Oberflächencondensatoren so wenig zur Anwendung brachte. Heute macht die Entfettung des Wassers keine Schwierigkeiten mehr, und es werden die Oberflächencondensatoren mehr angewendet, als bisher. Wenn das Kühlwasser mit dem Dampf direkt gemischt wird, wie dies bei dem bisher besprochenen Condensatoren der Fall ist, so kann das Condensationsprodukt zur Speisung des Kessels nur benutzt werden, wenn das Kühlwasser frei von Kesselstein ist, anderfalls muß es vorher gereinigt werden.

Einen einfachen Oberflächencondensator, wie ihn die Maschinenfabrik von Otto Lilienthal in Berlin baut, ist in Fig. 708 im Aufriß und Fig. 709 im Grundriß dargestellt. Der Condensator besteht aus einem cylindrischen Gefäß G, in welches ein Schlangenrohr C eingehängt ist. Durch dieses Schlangenrohr wird der Abdampf der Maschine von oben nach unten hindurchgeführt, sodaß er bei D_1 dem Schlangenrohr zugeführt wird, und bei D_2 das condensirte Wasser entströmt. Das Kühlwasser wird durch das Rohr W_1, welches bis fast auf den Boden des Gefäßes G reicht, in das Gefäß G geleitet, und durch das Rohr W_2 aus dem Gefäß entlassen. Auf diese Weise wird das heiße Wasser, das sich in der heißesten Stelle ansammelt, auch an dieser Stelle abgelassen, während das frische Wasser an der tiefsten Stelle, also dort, wo das kälteste Wasser lagert, eingeführt wird. Während sonach das Kühlwasser in dem Gefäße G von unten nach oben aufsteigt, wird der Abdampf durch das Schlangenrohr C in entgegengesetzter Richtung von oben nach unten geführt. Ein solcher Condensator hat deshalb die Vorzüge der Heizvorrichtungen, welche nach dem Grundsatz der Gegenströmung gebaut sind.

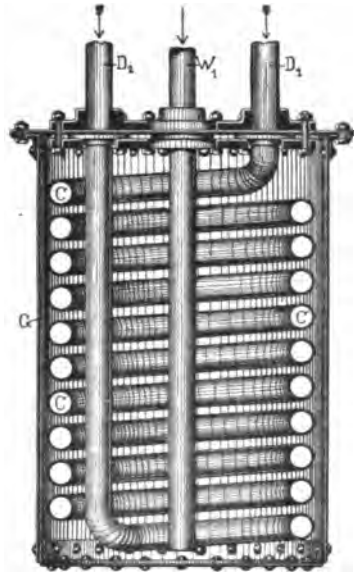


Fig. 708.

Fig. 709.

Der Berieselungscondensator. Die Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Pfalz) führt unter diesem Namen Oberflächencondensatoren ein, welche aus hohlen gußeisernen Platten bestehen. Der Dampf wird durch diese Platten hindurch geführt, während sie von außen durch Kühlwasser berieselt werden. Eine solche Anlage für 500 Pferdestärken ist in Fig. 710 dargestellt. Das über die Platten niederrieselnde Wasser verdunstet, sobald es Wärme aufgenommen hat, sodaß es ohne

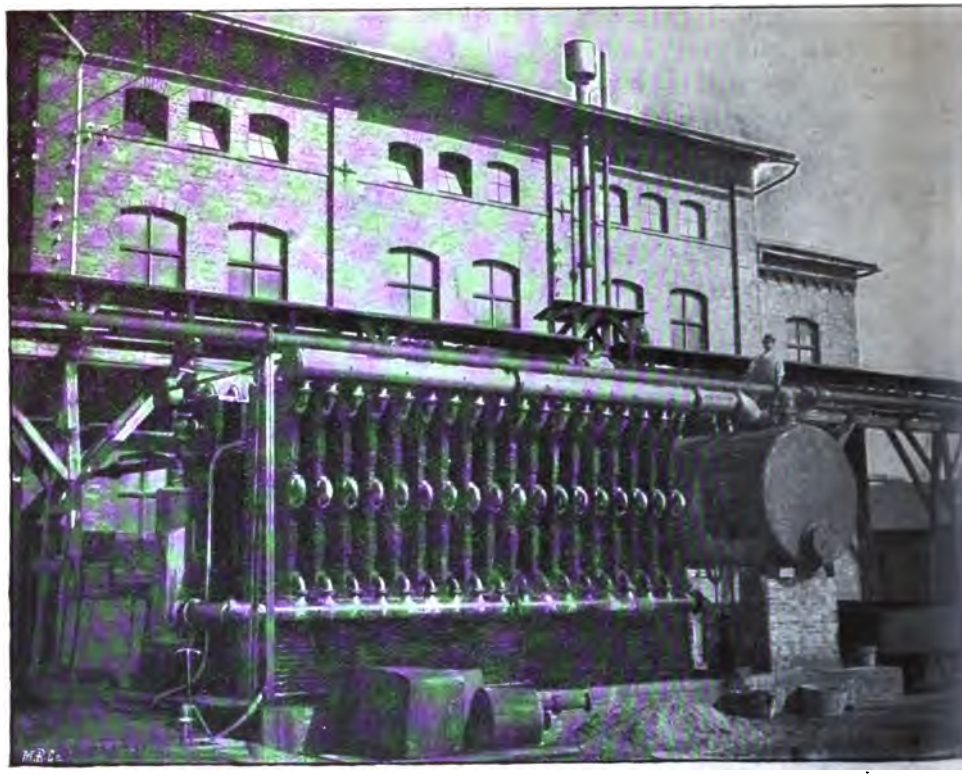


Fig. 710.

weiteres aus dem Sammelbehälter am Fuße des Condensators zum Zwecke der Kühlung wieder hoch gepumpt werden kann. Der Condensator versieht somit gleichzeitig die Dienste einer Rückkühleinrichtung.

Ein einzelner Körper eines Plattencondensators ist in Fig. 711 dargestellt. Er besteht aus einer hohlen Platte, die durch eine Anzahl Zwischenwände so getheilt ist, daß der Dampf, welcher durch den Rohrstutzen am oberen Ende seitlich eintritt, auf einem Zickzackweg den Plattenkörper nach unten durchströmt. Derartige Körper werden in Abständen von etwa 150 mm in einer oder mehreren Reihen über einander aufgestellt und durch Rohrflanschen mit einander verbunden. Zum Zwecke der Condensation des Dampfes läßt man das Kühlwasser über die Platte hinwegrieseln.

Fig. 711.

Man kann deshalb zum Kühlen auch unreines Wasser ohne Nachtheil benutzen. Die Außenflächen der Kühlplatten sind von allen Seiten zugänglich und können jeder Zeit ohne Betriebsstörung gereinigt werden. Da sich das Kühlwasser an der atmosphärischen Luft während der Berieselung abkühlt, so ist nach Angaben der Fabrik nur etwa das 14fache des Speisewassers als Kühlwasser erforderlich.

Der Berieselungscondensator hat den Mangel, daß bei starkem Wechsel im Dampfgebrauch entweder zu wenig oder zu viel Kühlwasser erfordert wird. Es ist deshalb von derselben Firma für große Condensationsanlagen mit stark wechselnden Betrieb, wie dieses beim Zechenbetrieb der Fall ist, der **Röhrenbündelcondensator** eingeführt worden. Die Construction eines Röhrenbündelcondensators läßt der Schnitt durch die Condensationsanlage Fig. 712 erkennen, während Fig. 713 einen Längsschnitt durch ein doppeltes Röhrenbündel zeigt. Aus der letzteren Figur geht hervor, daß zwei Röhrenbündel A_1 und A_2 durch die Gußkörper B_1 und B_2

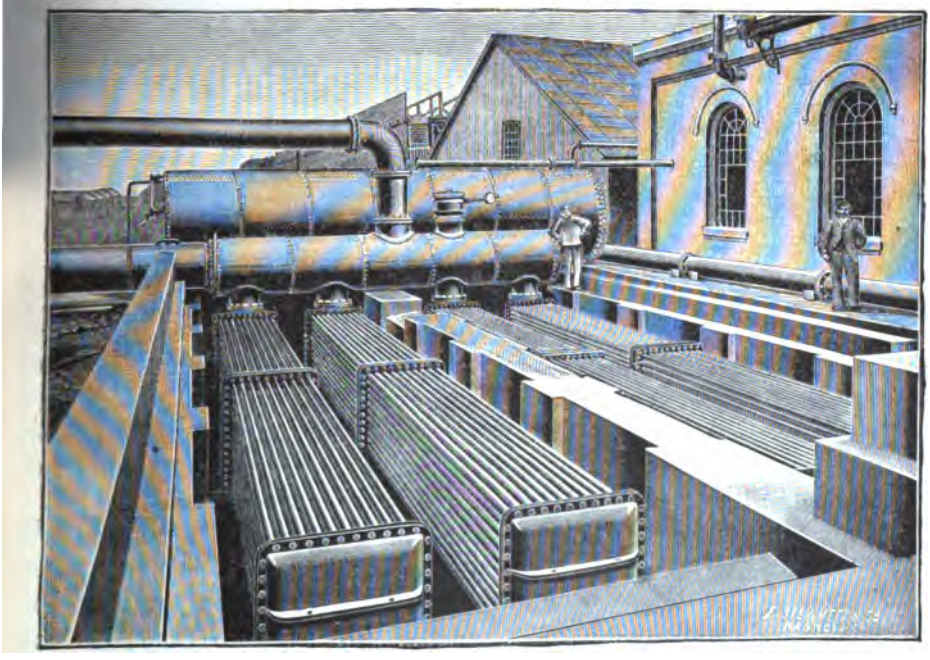


Fig. 712.

an einem Ende mit einander verbunden sind. Das freie Ende des Röhrenbündels A_1 schließt durch einen Gußkörper C_1 an dem allen neben einander liegenden Röhrenbündelcondensatoren gemeinschaftlichen Dampfsammlerrohr S an, die freien Enden des Röhrenbündels A_2 sind durch einen Gußkörper C_2 an die gemeinschaftliche

Condensationsleitung L angeschlossen. Jedes einzelne Röhrenbündel besteht aus einer Anzahl Röhrenreihen. Es werden Messingröhren gewählt, damit die Condensatoren von dem Oel, die der Dampf mit fortreißt, nicht angegriffen werden.

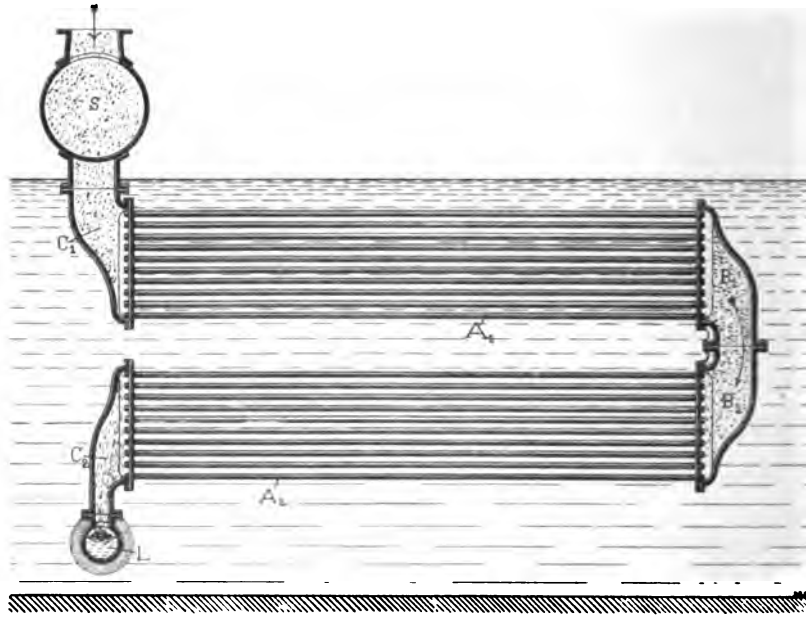


Fig. 718.

Der Dampf gelangt aus dem Dampfsammler S und dem Gußkörper C_1 in das obere Röhrenbündel A_1, durchströmt dieses seiner Länge nach und gelangt durch die Verbindungsstücke B_1 und B_2 in das untere Röhrenbündel A_2. Nachdem er auch dieses Röhrenbündel der Länge nach durchströmt hat, gelangt er als Condensationswasser durch den Stutzen C_2 in die Condensationsleitung L.

Je nach der Größe der Anlage werden mehr oder weniger Röhrenbündel in offene Wasserbehälter, die in eine Anzahl Abtheilungen getheilt sind, neben einander eingelegt, und es werden alle Röhrenbündel an demselben Dampfsammler und an die gleiche Condensationsleitung angeschlossen, sodaß es möglich ist, auch während des Betriebes jedes Röhrenbündelpaar auszuschalten, ohne die Wirkung der übrigen Röhrenbündel zu beeinflussen. Da die einzelnen Röhren leicht zugänglich sind, so können sie auch während des Betriebes des übrigen Theiles der Condensationsanlage gereinigt und, wenn nöthig, auch ausgewechselt werden. Zu diesem Zwecke wird um jeden Condensator herum in dem Wasserbehälter so viel freier Raum gelassen, daß man an jedes Rohr desselben zukommen kann, wenn man das Wasser aus dem Behälter abgelassen hat. Auch neue Rohre können auf diese Weise eingezogen werden.

In Fig. 714 und 715 ist eine Condensationsanlage für eine Dampfmaschine dargestellt, die einen einstündlichen Dampfverbrauch von 21000 kg hat. Der gesammte Abdampf wird durch ein gemeinsames Rohr, an welches alle Condensatoren sich anschließen, jedem Condensator zugeführt. Der Condensator besteht hier aus einer Gruppe von sechs hinter einander geschalteten doppelten Röhrenbündeln. Für jedes dieser Röhrenbündel ist ein besonderer Wasserbehälter vorgesehen. Dadurch, daß die Röhren hinter einander geschaltet sind, muß sowohl der Dampf als auch das Wasser einen langen Weg zurücklegen, und zwar bewegen sich beide im Gegenstrom. Die Anordnung unter Wasser hat den Vorzug, daß auch dann, wenn plötzlich große Mengen Abdampf zu condensiren sind, eine hinreichende Menge Kühlwasser vorhanden ist, und daß bei mangelhafter Dichtigkeit des Condensators wohl Wasser, aber keine Luft eintreten kann. Das Condensationswasser fließt durch eigenes Gefälle in einen tiefer aufgestellten

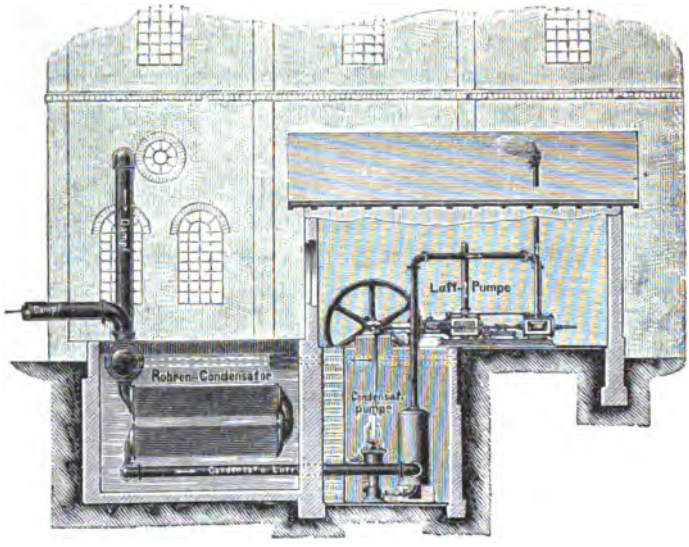


Fig. 714.

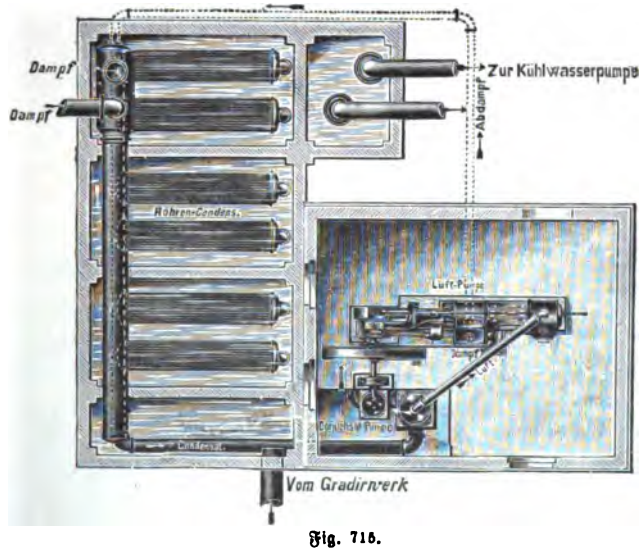


Fig. 715.

Kessel, der als Luftabscheider dient. Von dort wird es mittelst einer trockenen Schieberluftpumpe in ein Sandfilter gehoben, welches zur Reinigung des Condensationswassers dient. Hier fließt es zuerst durch eine Art Vorfilter einem Wasserbehälter zu, groß genug, um dem Condensationswasser, welches ihm zugeführt wird, Zeit zu lassen, das Oel abzusetzen. Dieses sammelt sich auf der Oberfläche an und wird von Zeit zu Zeit abgelassen. Das Condensationswasser aber wird in das eigentliche Sandfilter übergeführt, in welchem es verschiedene Kies- und Sandschichten durchziehen muß und filtrirt sich in einem Behälter ansammelt.

Eine Centralcondensationsanlage mit derartigen „offenen Condensatoren", welche 650 cbm Condensationswasser in der Stunde liefern, hat die vorgenannte Fabrik in der Zeche Recklinghausen bei Herne i. W. angelegt; sie macht darüber folgende Angaben: Der eigentliche Condensator besteht aus vier Rohrbündeln von Messingröhren, die eine Kühlfläche von 750 qm besitzen und in offenen Kühlbecken liegen. Die Geschwindigkeit des Wassers im Condensator beträgt 0,025 m in jeder Sekunde. Das Wasser hat im Condensator einen Weg von etwa 20 m zurückzulegen. Es braucht also 13,3 Minuten, um den ganzen Condensator zu durchfließen. Das Condensationswasser gelangt in einen Luftabscheider von 2 m Höhe und 1 m Durchmesser. Die Luft wird durch eine trockene Schieberluftpumpe von Weiß, von hier abgesaugt, während das Condensationswasser von einer Kolbenpumpe dem Filter zugeführt wird. Das Kühlwasser wird von einer Centrifugalpumpe, welche täglich 650 cbm fördert, zum Kühlthurm befördert.

Der Kraftbedarf der ganzen Condensationsanlage, die von einer Eincylindermaschine betrieben wird, beträgt 49 Pferdestärken. Die ganze Dampfanlage ist für eine Leistung von etwa 2000 Pferdestärken gebaut und somit erfordert der Betrieb der Condensationsanlage etwa 2,25 % der gesammten Arbeitsleistung.

Centralcondensation.

Bei großen Betrieben, wo mehrere Dampfmaschinen für denselben Betrieb erforderlich sind, macht man mit Rücksicht auf die Kosten für alle Dampfmaschinen eine gemeinschaftliche Condensationsanlage. Eine derartige centrale Condensationsanlage ist leichter zu übersehen, und es gestaltet sich auch ihr Betrieb einfacher. Sind aber unter den Dampfmaschinen, deren Dampf zu condensiren ist, Maschinen mit stark wechselndem Dampfverbrauch, wie dies beispielsweise bei den Walzwerkmaschinen der Fall ist, so sind solche centrale Condensationsanlagen besonders angebracht, weil die Ungleichheit des Dampfverbrauches dieser Maschine weniger verspürt wird, wenn Maschinen mit gleichmäßigem Dampfverbrauch in derselben Condensationsanlage eingeschlossen sind. Für Maschinen mit stark wechselndem Dampfverbrauch unterließ man es bisher, Condensationsanlagen zu machen, bei einer Centralanlage können aber die Vorzüge der Condensation auch solchen Maschinen zu Theil werden.

Für die Centralcondensationsanlage pflegt man die Pumpen von einer besonderen Dampfmaschine antreiben zu lassen. Entsprechend der Größe der Anlage kann auch die Kühlwassermenge, die erforderlich ist, eine sehr beträchtliche sein. Dort, wo eine hinreichende Menge von Kühlwasser nicht zur Verfügung steht, kann man mit einer geringeren Menge von Kühlwasser auskommen, sobald Rückkühlanlagen vorgesehen werden.

Die Luftpumpen,

welche zum Betriebe der Condensationsanlagen nothwendig sind, sollen hier einer besonderen Betrachtung unterzogen werden.*) Je nach den örtlichen Verhältnissen sind sie wagerecht oder senkrecht aufgestellt. Die wagerechten Pumpen sind meistens doppelt wirkende Pumpen, während die senkrechten Pumpen als einfach wirkende gebaut sind. Will man bei letzteren die doppelte Wirkung erzielen, so ordnet man zwei einfach wirkende Pumpen neben einander an.

---

*) Hütte, „des Ingenieurs Taschenbuch", giebt zur Berechnung der Luftpumpen folgende allgemeine Angaben:

„1. Bei Parallelstrom-Condensation erfordern S kg Dampf im Mittel 25 S kg Einspritzwasser, welches im Mittel auf 1 kg 0,07 l Luft mechanisch gebunden erhält."

„Condensatorspannung besteht aus den Spannungen dieser Luft und des Dampfes im Condensator, letztere entsprechend der Mischungstemperatur. Bei 0,1 Atmosphäre Condensatorspannung, 25° Temperaturerhöhung und 35° Mischungstemperatur (0,055 Atmosphären Dampfspannung) ist also an Luft und Dampf fortzuschaffen:

$$0{,}07 \,.\, 25\ S \,.\, \frac{1}{0{,}1 - 0{,}055} \,.\, (1 + 0{,}00367 \,.\, 25) \sim 42\ S \text{ Liter in der Sekunde;}$$

hierzu an Wasser 26 S, also zusammen bei S kg in der Sekunde Dampfverbrauch rund 70 S Liter in der Sekunde."

„Der Luftpumpendurchmesser D bei dem Hub s (beide in Decimeter) ergiebt sich daher aus:

$$70\ S = i \,.\, \mu \frac{\pi D^2}{4} s \frac{n}{60},$$

wobei i = 1 oder 2, je nachdem einfach- oder doppeltwirkende Pumpe, der Lieferungsgrad $\mu \sim 0{,}7$. — Arbeitsbedarf der Luftpumpe auf etwa 5% der Maschinenarbeit zu veranschlagen."

„2. Bei Gegenstrom-Condensation erfordern S kg Dampf im Mittel 15 S kg Einspritzwasser. Es vermindert sich mit nasser Luftpumpe die Luft- und Dampfmenge und demnach die gesammte fortzuschaffende Menge, sowie der Arbeitsbedarf der Luftpumpe etwa im Verhältniß 3 : 5 (genauer 41 : 68)."

„Bei 20° Absaugetemperatur, 15° Eintrittstemperatur des Kühlwassers (Dampfspannung bei 20° = 0,023 Atmosphären)

$$= 0{,}07 \,.\, 15\ S \,.\, \frac{1}{0{,}1 - 0{,}023} (1 + 0{,}00367 \,.\, 5) \sim 15\ S \text{ Liter}$$

in der Sekunde fortzuschaffende Menge."

Eine wagerechte Pumpe ist in Fig. 716 im Längsschnitt und Fig. 717 im Querschnitt dargestellt. Das Pumpengehäuse G ist von Gußeisen und mit dem

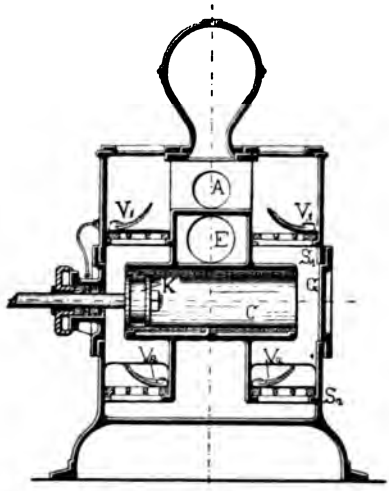


Fig. 716.

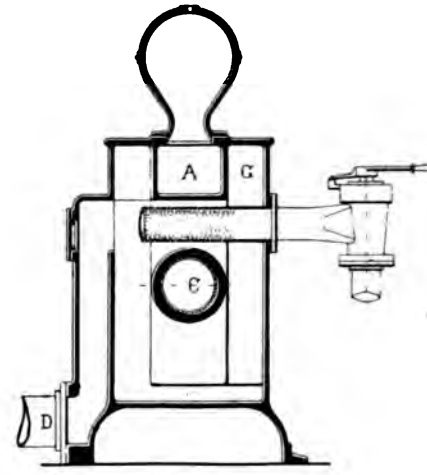


Fig. 717.

Cylinder C, in welchem ein Rothgußcylinder eingesetzt ist, aus einem Stück gefertigt. Der Kolben K wird als Scheibenkolben ausgeführt und erhält Metallliderung. Durch zwei Scheidewände S_1 und S_2 mit den Ventilklappen V_1 V_1, bezw. V_2 V_2, welche gewöhnlich aus Gummi hergestellt werden, wird der Saugraum und der Druckraum von einander getrennt. Der Dampf der Maschine strömt durch das Rohr D, das Kühlwasser durch das Rohr E ein, und dieses ist bis in das Innere des Gehäuses verlängert und an seinem Umfang siebartig durchlöchert, sodaß das Wasser in fein vertheilten Strahlen mit dem Dampf sich mischt. Das warme Wasser wird durch das Rohr A fortgedrückt. Es wird also von der Luftpumpe einerseits der Abdampf und das Kühlwasser abgesaugt, während sie anderseits das Condensationsgemisch fortschafft.

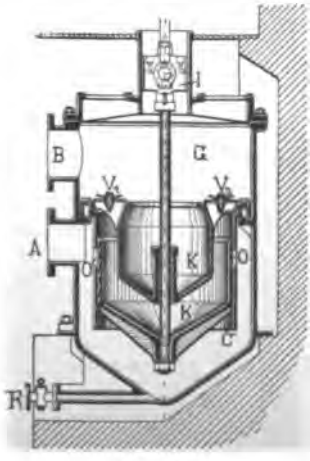


Fig. 718.

Eine senkrechte Luftpumpe ist nach Ausführungen von G. Kuhn in Stuttgart durch Fig. 718 wiedergegeben. In dem Gehäuse G ist der Cylinder C eingesetzt, in dem der hohle Kolben K auf- und nieder bewegt werden kann. Der Kreuzkopf J dient zur Führung der Kolbenstange. An seinen Umfang ist der Cylinder C mit einer Anzahl Löcher O versehen. Die Condensationsprodukte treten durch das Rohr A in das Gehäuse ein und werden mit dem Niedergang des Kolbens durch die Löcher O in den Hohlraum des Kolbens

gedrückt, sobald der obere Rand desselben, die Löcher freigiebt. Beim Aufgang des Kolbens wird das in ihm befindliche Condensationswasser durch die Ventile V_1 und V_2 in den oberen Theil des Gehäuses und von dort aus in das Rohr B abgeführt. Ein kleines Rohr R am untersten Ende des Gehäuses dient dazu, das Wasser, welches sich in dem Pumpengehäuse ansammelt, abzulassen. Der Vorzug dieser Construction liegt darin, daß die Luftpumpe ohne Saugventile arbeitet und dadurch betriebssicherer ist.

Eine nasse Luftpumpe nach Ausführungen der Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Pfalz) ist in Fig. 719 dargestellt. Die Pumpe ist eine wagerechte und wird von der

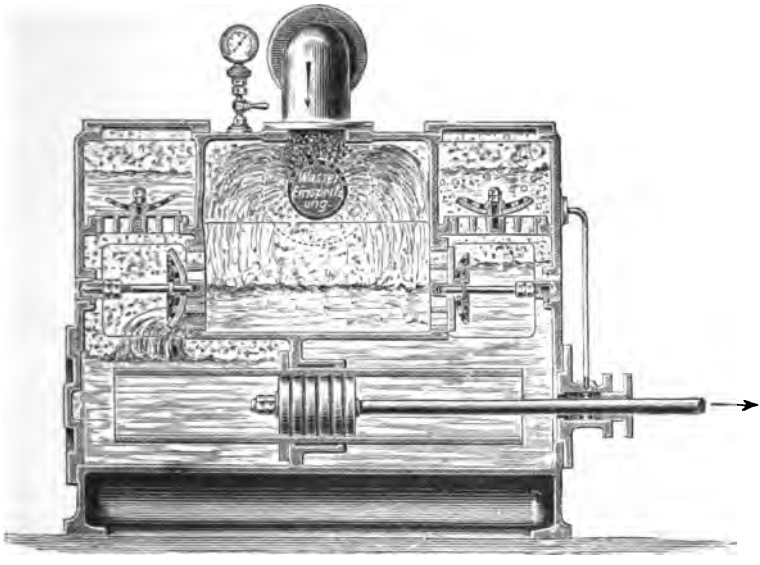
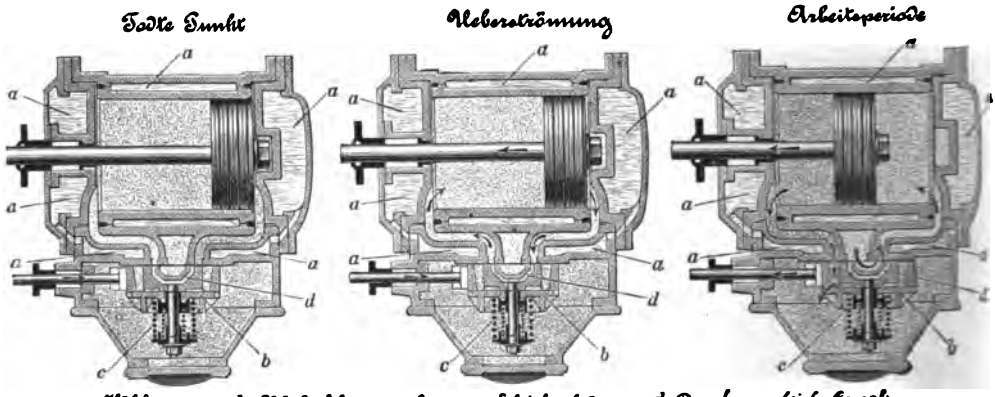


Fig. 719.

Kolbenstange der Dampfmaschine direkt getrieben. Der Pumpencylinder ist in das Gehäuse auswechselbar eingesetzt. Er ist dazu etwa in der Mitte seiner Länge mit einem Flansch versehen. Der obere Theil der Pumpe bildet den Condensationsraum, in welchem durch ein siebartig gelöchertes Rohr das Kühlwasser eingespritzt wird, während der Dampf von oben in denselben Raum eintritt. Die beiden Saugventile sind auf wagerechten Spindeln angebracht und verschließen die Durchgangsöffnung in der senkrechten Wand des Condensators, während die Druckventile wagerecht angebracht sind. In der Darstellung nimmt der Kolben seine mittlere Stellung ein. Wird er in der Pfeilrichtung fort bewegt, dann saugt er das Condensationsgemisch aus dem Condensationsraum ein, indem er das Saugventil auf der Rückseite öffnet, und drückt das vor dem Kolben befindliche Gemisch durch das Druckventil auf dieser Seite fort. Geöffnet werden sonach

von Ventilen gleichzeitig sein: das Saugventil auf der einen und das Druckventil auf der anderen Seite.

Eine trockene Luftpumpe, wie sie Burghardt & Weiß konstruirt haben, ist nach Ausführungen der Sangerhäuser Actien-Maschinenfabrik in Sangerhausen in Fig. 720 bis 722 dargestellt. Ihrer äußeren Gestaltung nach werden diese Pumpen wie liegende Dampfmaschinen gebaut. Anstatt der bei



a Kühlwasser b Rückschlagventil c Schieberfedern d Druckausgleich-Canal

Fig. 720. Fig. 721. Fig. 722.

Pumpen gebräuchlichen Ventile haben sie eine Schiebersteuerung, die durch ein Excenter bethätigt wird, welches um etwas mehr als 90° der Kurbel nachläuft. Die Luft legt, wie aus den eingezeichneten Pfeilen zu erkennen ist, den umgekehrten Weg zurück, wie der Dampf bei der Dampfmaschinensteuerung gleicher Art. Durch das eigentliche Auslaßrohr wird sie angesogen, und durch das Zuführungsrohr wird sie weggedrückt. Es hat dies zur Folge, daß der Schieber von der dichteren Luft, die innerhalb des Schieberkastens sich befindet, auf seine Gleitfläche niedergedrückt wird. Alle Cylinderwandungen sind von den Kühlräumen a umgeben, durch welche Kühlwasser fließt. Der Einfluß der schädlichen Räume wird durch den, über dem Muschelschieber hinwegführenden Kanal, beseitigt, indem dieser in seiner Mittelstellung beide Cylinderseiten mit einander verbindet. Die Mittelstellung tritt bei jedem Hubwechsel ein, daher wird nach jedem Hub die im schädlichen Raume von dem Kolben zusammengepreßte Luft auf die entgegengesetzte Seite des Kolbens übergeführt. Damit bei jedem Hubwechsel die schon eingepreßte Luft nicht wieder aus dem Schieberkasten durch den Austrittskanal in den Cylinder zurücktreten kann, ist auf dem Rücken des Schiebers eine sogenannte Rückschlagplatte b angebracht, welche als Rückschlagventil dient. Aus letzterem Grunde kann diese Pumpe auch bei einer hohen Umdrehungszahl noch genau arbeiten. Von einer Schraubenfeder c wird die Platte gegen die Sitzfläche gedrückt. Die Fabrik baut diese Pumpen in Größen entsprechend nachstehender Tabelle:

Luftkolbendurchmesser in mm	135	200	270	330	375	435	520	570	690	800
Dampfkolbendurchmesser in mm	115	150	195	230	260	300	340	380	450	520
Hub beider Kolben in mm . .	160	240	320	320	450	450	550	630	750	850
Umdrehungen in der Minute	210	165	140	140	110	110	100	90	80	75
Effektiv angesaugte Luft in der Minute in cbm	0,84	2,21	4,57	6,85	9,76	13,15	20,75	25,70	39,87	57,03
Saugrohrdurchmesser in mm	60	90	125	150	175	200	225	250	300	350
Raumbedarf { Länge in m . .	1,7	2,1	2,8	2,8	3,6	3,6	5,2	5,4	6,4	7,2
Raumbedarf { Breite in m . .	1,7	2,1	2,6	2,6	3,5	3,5	3,6	3,8	4,5	5,1

Rückkühlung.

Große Maschinenanlagen mußten bisher auf die Vortheile der Condensation des Dampfes verzichten, wenn ihnen nicht eine hinreichende Kühlwassermenge zur Verfügung stand. Es gehören zur Condensation eines Kilogramm Dampfes ungefähr 20—30 kg Kühlwasser, und diese beträchtliche Kühlwassermenge war für große Anlagen bisher nur in seltenen Fällen zu beschaffen. Man war deshalb schon seit langer Zeit bemüht, Einrichtungen zu treffen, die eine Wiederabkühlung des gebrauchten Kühlwassers zuließen. Wir haben bereits erfahren, daß zu diesem Zwecke Kühlteiche angelegt worden sind, in welche das gebrauchte Condensationswasser eingelassen wurde. Dadurch, daß es sich über eine große Fläche verbreitet, findet es hierbei Gelegenheit, sich wieder abzukühlen. Aber nur wenige Maschinenanlagen haben einen hinreichenden Raum zur Anlage derartiger Kühlteiche zur Verfügung.

Der Streudüsen-Kühlapparat. Gebr. Körting in Körtingsdorf haben, um das Wasser zum Zwecke der Kühlung noch inniger mit der Luft in Berührung zu bringen, durch Anwendung von Streudüsen das Wasser in der Luft fein zerstäubt. Dadurch wurde es ermöglicht, anstatt des Kühlteiches einen Sammelbehälter von geringerer Ausdehnung zu benutzen. Fig. 723 zeigt eine derartige

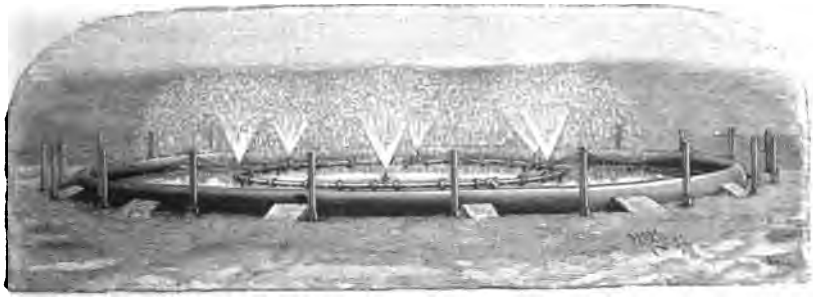


Fig. 723.

Kühlanlage mit einem gemauerten Sammelbehälter für das Condensationswasser. Das warme Condensationswasser wird durch eine Anzahl von Streudüsen, welche wie bei einem Springbrunnen, innerhalb des Sammelbehälters angeordnet sind, in die Höhe geschleudert und fein zertheilt. Durch die Berührung der kleinsten

Wassertheilchen mit der Luft kühlt sich das Wasser ab, während es in den Behälter zurückfällt. Das auf diese Weise abgekühlte Wasser sammelt sich in dem Behälter an und wird durch die Luftpumpe dem Condensator wieder zugeführt.

Die Streudüse, wie sie Gebr. Körting für derartige Anlagen benutzen, ist in Fig. 724 dargestellt. In dem Düsengehäuse ist eine Spindel lose eingepaßt, welche mit einem hoch überstehendem Schraubengang versehen ist. Der Durchgang der Düse wird sonach von einem Schraubengang abgeschlossen. Die Flüssigkeit, welche durch die Düse hindurch gedrückt wird, muß diesen Schraubengang durchströmen und wird dabei in eine drehende Bewegung versetzt, sodaß sie in Folge der Fliehkraft sofort nach Verlassen der Düse in sehr feine Theile aus einander gerissen, d. h. zerstäubt wird. Je nach der Pressung, unter welcher die Flüssigkeit durch die Düse gedrückt wird, und je nach der Düsenöffnung und der Form des Streukegels kann man an seiner kegelförmig erweiternden Mündung eine mehr oder weniger starke Zerstäubung des Wassers hervorrufen. Dadurch, daß die Schraubenspindel in die Düse nur lose eingesetzt ist, ist es möglich, in wenigen Sekunden die Düse zu reinigen, falls sie sich versetzt hat.

Fig. 724.

Den Streudüsen-Kühlapparaten wird nachgesagt, daß sie einen verhältnißmäßig großen Verlust an Kühlwasser haben. Es ist indessen nicht anzunehmen, daß dieser Verlust größer ist, als bei anderen Kühlanlagen neuerer Art, bei denen das Wasser von einer größeren Höhe herunterfällt. Bei allen Kühlanlagen, bei welchen die Luft die Wärme des Wassers aufzunehmen hat, muß eine bestimmte Menge des Wassers verdampft und von der Luft mit entführt werden, unabhängig von der Construction der einzelnen Apparate.

Wenn der Raum beschränkt ist, in welchem ein Düsenkühlapparat zur Aufstellung gebracht werden soll, dann bringt man ihn — wie bei der in Fig. 725 dargestellten Anlage — innerhalb eines Thurmes von Holz zur Aufstellung. Die Darstellung zeigt die ganze Anordnung einer Condensationsanlage mit der Kühlvorrichtung. Der Condensator C empfängt das Kühlwasser aus dem Behälter K und läßt es erwärmt nach dem Behälter W hin wieder abfließen. Mittelst der Pumpe P wird das warme Condensationswasser aus dem Behälter W der Streudüse D zugeführt. Innerhalb des Holzthurmes wird es zerstäubt und läuft an den Wänden desselben in den darunter angeordneten Behälter zusammen. Aus diesem fließt es durch das Rohr R in den Kaltwasserbehälter K zurück. Die Wände des Holzthurmes T bestehen aus treppenartig über einander angeordneten Brettern, sodaß das Wasser, welches von der Düse hinaufgespritzt wird, auf den schrägen Brettern wieder herunter fließt. Durch die Zwischenräume zweier benachbarter Bretter hat die Luft in das Innere des Thurmes freien Zutritt.

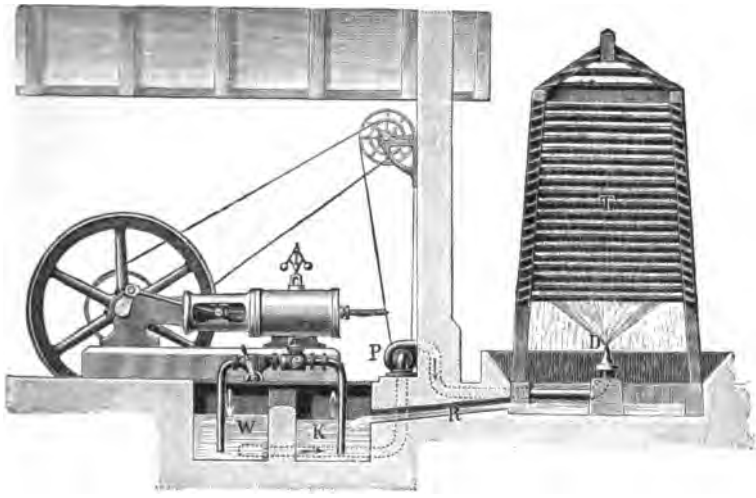


Fig. 725.

Gradierwerke. Man benutzt schon seit einiger Zeit Kühlthürme, die in mehreren Etagen über einander mit Reisigbündeln ausgelegt sind, über welche man das Condensationswasser herunterrieseln läßt. Das gekühlte Wasser läuft unten in einem Sammelbehälter zusammen und wird von dort wieder mittelst einer Pumpe nach dem Condensator befördert. Eine derartige Kühlanlage mit dem Weiß'schen Gegenstromcondensator, wie sie die Sangerhäuser Actien-Maschinenfabrik in Sangerhausen verfertigt, ist in Fig. 726 dargestellt. Der Gegenstromcondensator C ist an einem eisernen Gerüst möglichst in der Nähe des

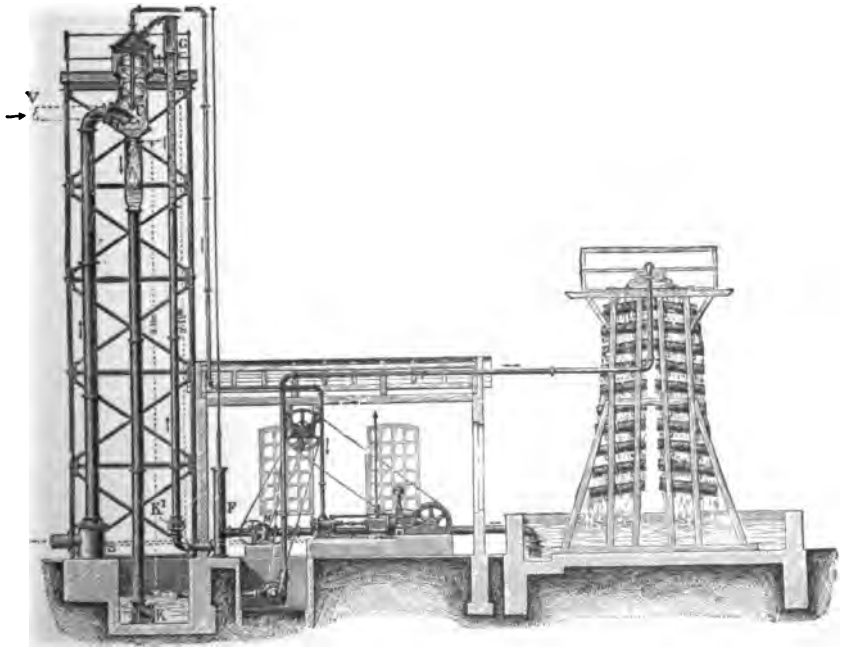


Fig. 726.

Maſchinenhauſes angebracht. Dem Condenſator wird das Kühlwaſſer durch das Rohr F, der Dampf durch das Rohr S oder V zugeführt. Das Condenſationsgemiſch wird durch das Abfallrohr K in einen Sammelbehälter geleitet, und von hier mittelſt der Pumpe M bis auf die Spitze des Gradierwerkes gehoben. Das über die Reiſigbündel herunterrieſelnde Waſſer kühlt ſich ab, läuft in dem Sammelbehälter zuſammen, von wo es mittelſt der Pumpe M wieder dem Condenſator zugeführt wird. Die Kühlung des Waſſers durch Reiſigbündel hat jedoch den Nachtheil, daß die Auswechſelung der Bündel umſtändlich iſt. Man iſt deshalb beſtrebt, Kühlthürme anderer Conſtruction einzuführen. Namentlich gingen die Bemühungen dahin, an Stelle der Reiſigbündel zur Ausfütterung des Thurmes Bretter zu benutzen, über welche das warme Waſſer hinwegrieſelt. Im Allgemeinen kann man drei Arten ſolcher Gradierwerke unterſcheiden und zwar die verbeſſerten Reiſiggradierwerke, offene ſelbſtventilirende und geſchloſſene Kaminkühler. Von den verſchiedenen Gradierwerken dieſer Art ſeien hier die der Maſchinen- und Armaturenfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal aufgeführt. Die Fig. 727 zeigt einen doppelten Kühlthurm dieſes Werkes. Jeder der beiden Kühler beſteht aus einem Gerüſt, deſſen Seitenflächen von kreuzweiſe über einander gefügten Hölzern zuſammengeſetzt ſind. Durch die Oeffnungen, welche ſich hierdurch bilden, werden die Reiſigbündel hindurchgeſchoben. Auf dieſe Weiſe ſind die Bündel leichter zugänglich und beſſer auswechſelbar. Das Condenſationswaſſer wird in eine quer über die Länge der Thürme hinweg laufende Rinne eingeführt, deren Boden

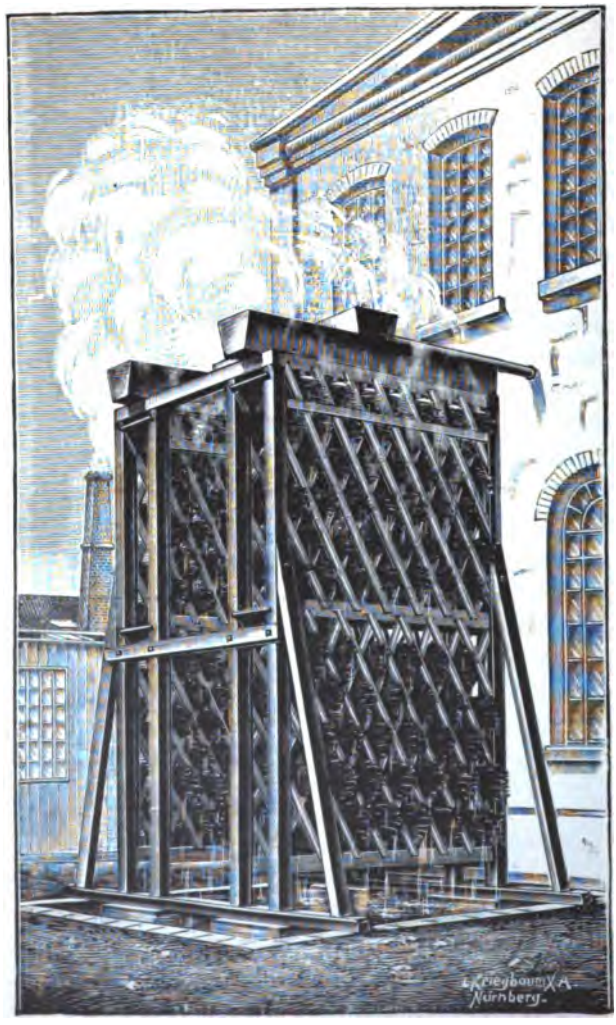


Fig. 727.

durchlöchert ist. Aus diesem siebartigen Boden ergießt es sich über die Reisigbündel, rieselt allmählich hernieder und sammelt sich in einem Behälter unterhalb des Thurmes an. Da das Auswechseln der Reisigbündel immerhin einige Arbeit verursacht, so werden im Allgemeinen die nachfolgend beschriebenen Gradierwerke bevorzugt.

Ein offenes Gradierwerk derselben Firma zeigt Fig. 728. Das Holzgerüst des Thurmes erhebt sich über dem ausgemauerten Sammelbehälter für das rückgekühlte Wasser. Das Holzgerüst trägt oben eine Rinne, welcher das Condensationswasser zugeführt wird, und von welcher es gleichmäßig über die

Fig. 728.

ganze Länge desſelben vertheilt wird. In das Holzgerüſt ſind parallel neben einander ſenkrecht ſtehende Bretter angebracht, an denen das Waſſer herniederrieſelt, während die Luft hindurch zieht. Die Bretterwände werden von glatten oder durchbrochenen Brettern gebildet. Die Anwendung von Holz hat ſich gut bewährt. Das herniederrieſelnde Condenſationswaſſer iſt immer fettig, da der Abdampf Schmiermaterial aus dem Dampfcylinder mit entführt. Die Fetttheile ſchlagen ſich auf dem Holzfuttter der Thürme nieder und überziehen dieſe mit einer Fettſchicht, die ſie gegen Fäulniß ſchützt.

Zur Erhöhung der kühlenden Wirkung hat man wohl auch Kühlthürme gebaut, bei denen die Luft mittelſt eines Ventilators hindurch getrieben wird. Bei dieſen Anlagen kann wohl die berieſelte Fläche etwas kleiner ſein, dafür aber erfordert die Betriebskraft für den Ventilator einen dauernden Koſtenaufwand.

Der Kaminkühler derſelben Firma, wie er in Fig. 729 ſich darſtellt, erübrigt die Anlage eines Ventilators, indem er ſaugend wie ein Schornſtein

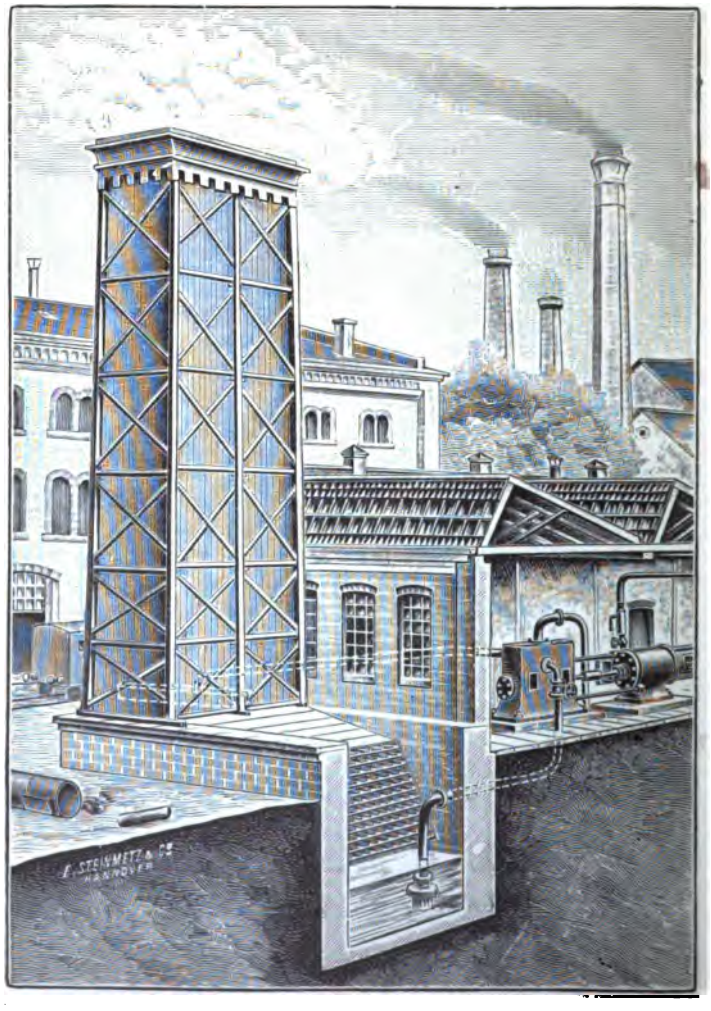


Fig. 729.

wirkt und eine aufsteigende Luftströmung hat. Die Berieselungsfläche dieses Kühlthurmes besteht aus durchlöcherten Brettern, die stufenweise über einander gelagert sind. Die ganze Berieselungsfläche ist in einem gemauerten Behälter eingebaut, über welchen sich der Holzkamin erhebt. Dieser ist vollständig hohl und dient nur zum Ansaugen der Kühlluft. Das Condensationsgemisch wird von dem Condensator der Dampfmaschine einer Rinne zugeführt, die oberhalb der Berieselungsfläche, innerhalb des Thurmes aufgestellt ist, wie die punktirten Linien dies erkennen lassen. Das gekühlte Wasser sammelt sich unterhalb der Berieselungsfläche in dem gemauerten Behälter an und wird von hier aus von der Pumpe nach dem Condensator abgesaugt.

Von den anderen Constructionen, welche bei Kühlthürmen Anwendung finden, sei noch erwähnt, daß bei dem von Sack & Kiesselbach in Düsseldorf Weidenruthen als Berieselungsfläche innerhalb des Thurmes benutzt werden. Bei dem Kühlthurm von Zschocke, welcher von der Holzindustrie Kaiserslautern gebaut wird, werden für die Berieselung Bretter in Rinnenform zusammengefügt, und bei dem Kühlthurm von G. & P. Popper in Wien ist der Holzthurm mit Siebböden ausgelegt, durch welche das Wasser herniederströmt. Ueber die Leistungen der einzelnen Anlagen ist nachstehende Tabelle nach Mittheilung des Herrn Ingenieurs C. Lüders in Leipzig zusammengestellt*):

Bei einer Wasserverdampfung von 1000 kg in der Stunde.

Kühlanlage	Größe der Anlage	Temperaturunterschied des heißen und gekühlten Condensationswassers	Zur Condensation ist erforderlich	
			eine	eine Betriebskraft von
Streudüsenanlage von Gebr. Körting	Gerüst 4,5 m hoch. Wasserbehälter mit 5 Streudüsen, 16 × 6 m	20° C.	30fache Kühlwassermenge	1,5 Pferdestärken
Klein, Schanzlin & Becker, Gradierwerk	Offener Thurm mit hängenden Brettern, 6,5 × 2,8 × 7,5 m	25° C.	30—35fache Kühlwassermenge	1,5 „
do.	Geschlossener Thurm und Ventilator, 2 × 1,8 × 7,5 m	—	—	2,25 „
Sack & Kießelbach, Gradierwerk	Thurm mit Weidenruthen, 6 × 5 × 5,5 m	17—38° C.	25fache Kühlwassermenge	0,75 „
Zschocke, Gradierwerk	Thurm mit Brettern in Rinnenform, 5,5 × 1,5 × 7 m	20—35° C.	30fache Kühlwassermenge	1,2 „
Popper, Gradierwerk	Offener Thurm mit Siebböden und Abzugsschacht, 2,5 × 2 × 10,8 m	17° C.	—	2,5 „

*) Nach einem Vortrag des Herrn Ingenieurs C. Lüders im „Sächsischen Bezirksverein des Vereins deutscher Ingenieure“ in Leipzig.

Construction und Berechnung der Dampfmaschinen.

Die einzelnen Maschinentheile, aus denen sich eine Dampfmaschine zusammensetzt, sind bereits in dem ersten Band dieses Werkes besprochen worden. Wir haben uns deshalb hier nur auf die Berechnung der Dampfmaschine zu beschränken. Es können dabei hauptsächlich zwei Aufgaben gestellt werden:

entweder wird angenommen, daß eine Dampfmaschine in ihren Abmessungen gegeben und die Leistung einer solchen zu berechnen ist,

oder die Aufgabe ist umgekehrt die: es soll eine Maschine von einer bestimmten Leistung construirt werden.

Wir wollen uns zunächst die Wirkung innerhalb des Cylinders vergegenwärtigen. Der in dem Kessel erzeugte Dampf hat eine bestimmte Spannung. Mit dieser Spannung wird er jedoch nicht in den Cylinder gelangen, vielmehr wird er auf dem Wege dorthin einen Theil seiner Spannung verlieren müssen. Zunächst findet er einen gewissen Widerstand, während er durch die Dampfleitung strömt. Auch kühlt er sich innerhalb derselben ab, und dann wird er einen weiteren Widerstand finden, wenn er durch das Dampfabschlußorgan sich hindurchdrängt.

Außer diesem Verluste an Spannung, bevor der Dampf den Cylinder erreicht, ist es der schädliche Raum im Cylinder, der die wirksame Spannung des Dampfes noch weiter herabdrückt. Wir wissen, daß dieser schädliche Raum je nach der Construction der Maschine ein anderer ist.

Mit diesem Verlust an Spannung gelangt nunmehr der Dampf auf den Kolben zur Wirkung und schiebt diesen vor sich her. Aber nur auf dem einen Theil seines Weges wird bei allen Expansionsmaschinen der Kolben mit der ganzen Dampfspannung vorgeschoben. Sobald die gewünschte Füllung des Cylinders erreicht ist, wird von den Steuerorganen die Dampfeinströmung abgeschlossen, und der Dampf wirkt dann durch Expansion weiter, indem er an Spannung abnimmt. Welche Füllungsgrade zu empfehlen sind, darüber giebt Hrabák*) die nachstehende Tabelle, welche von Prof. A. Kás festgestellt worden ist:

Absolute Spannung des in den Cylinder einströmenden Dampfes in Atmosphären	Eincylinder-Auspuff-Maschinen mit Expansionssteuerung	Condensations-Maschinen			
		Eincylinder-Maschinen		Zweicylinder-Maschinen	
		ohne Dampfhemd	mit Dampfhemd	ohne geheizten Aufnehmer	mit geheiztem Aufnehmer
3	0,47—0,43	0,26—0,22	0,20—0,18	0,16—0,15	0,15—0,14
4	0,39—0,33	0,20—0,17	0,15—0,13	0,125—0,115	0,11—0,105
5	0,33—0,27	0,17—0,15	0,13—0,11	0,11—0,10	0,10—0,09
6	0,28—0,22	0,15—0,13	0,11—0,09	0,09—0,08	0,08—0,075
8	0,22—0,17	0,14—0,12	0,09—0,08	0,08—0,07	0,065—0,06
10	0,18—0,13				

*) Hrabák, „Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker“:

„Normal nennen wir diejenige Füllung, bei welcher die Maschine ihre gewöhnliche (normale) Leistung entwickelt. Insofern diese Füllung für eine herzustellende Maschine so gemacht wird, daß den ökonomischen Rücksichten in Bezug auf Dampfconsum und Maschinenkosten zugleich entsprochen wird, gebrauchen wir den Ausdruck „beste normale Füllung“.

Die größeren der angegebenen Füllungsgrade gelten für kleinere Maschinen, und umgekehrt die kleineren für größere Maschinen. Die normalen Füllungen können bei hohen Brennstoffpreisen und bei ununterbrochenem Betrieb etwas kleiner genommen werden, ohne jedoch unter die eingesetzten kleineren Werthe wesentlich herunter zu gehen. Bei niedrigen Brennstoffpreisen und bei stark unterbrochenem Betrieb können hingegen etwas größere Füllungen für die normale Leistung in Aussicht genommen werden, als die eingesetzten größten Werthe angeben.

Der nach einer bestimmten Zeit abgesperrte Dampf muß den Kolben durch die Kraft seiner Ausdehnungsfähigkeit bis zu seiner Endstellung weiterschieben. Kurz bevor der Kolben seine Endstellung erreicht, soll bereits die Periode des Vorausstrittes beginnen. In diesem Augenblick wird der Dampf von seiner Endspannung, auf welche er durch Expansion gebracht worden ist, auf die Spannung des Auslaßrohres heruntergedrückt, durch welches er den Cylinder verläßt. Diese plötzliche Spannungsabnahme bedeutet wiederum einen gewissen Arbeitsverlust.

Bei dem Rückgang des Kolbens muß der bisher wirksame Dampf durch das Auslaßrohr entweder in die freie Atmosphäre oder in den Condensator entweichen. Der Austrittskanal wird aber, bevor der rückgehende Kolben noch seine Endstellung erreicht hat, abgeschlossen, und so wird von dieser Stellung an der im Cylinder zurückbleibende Dampf zusammengepreßt. Während der nun folgenden Compressionsperiode vergrößert sich die Spannung des Dampfes und damit auch der hindernde Gegendruck gegen die Kolbenbewegung. Durch diese Compression des Dampfes erhält aber die Dampfmaschine einen ruhigen Gang. Es wird nämlich dadurch verhindert, daß der Kolben bei seiner hin- und hergehenden Bewegung seine Bewegungsrichtung unter einem plötzlichen Druckwechsel ändert. Würde der Dampf hinter dem Kolben nicht schon auf eine höhere Spannung gebracht werden, bevor er die Endstellung erreicht hat und von neuem durch frischen Dampf vorwärts getrieben, dann müßte mit dem Einführen von frischem Dampf stets eine Stoßwirkung auf den Kolben und damit auch auf die Lenkstange und deren Lager erfolgen. Durch Anwendung der Compression eines Theiles des Dampfes, der vorher hinter dem Kolben wirksam war, wird einer solchen Stoßwirkung mit Erfolg begegnet.

Sobald auf der Compressionsseite des Kolbens frischer Dampf eingelassen wird, beginnt der soeben besprochene Vorgang von neuem auch für diese Seite. Will man darnach die Arbeit des Dampfes während eines Kolbenhubes berechnen, so müßte man von der Arbeit, welche der Dampf hinter dem Kolben leistet, die Widerstände abziehen, die der Dampf vor dem Kolben seiner Bewegung entgegensetzt.

Zur Berechnung der Arbeit, die der Kolben der Maschine nun wirklich leistet, berücksichtigen wir zunächst diejenige Spannung des Dampfes, die wir als indicirte Spannung bezeichnen*), und welche, wie wir gesehen haben, durch

*) Hrabák, „Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker“:

„Gemäß dem Obigen kann die indicirte Spannung, d. i. die mittlere Spannungsdifferenz zu beiden Seiten des Kolbens bei einer jeden Maschinengattung durch den Ausdruck:

$$p_i = f\,p - f'\,p'$$

dargestellt werden.“

Reibungsverluste und Abkühlung in der Dampfleitung und in dem Dampfabsperrorgan sowie durch den schädlichen Raum in dem Cylinder, stets etwas geringer ist, als die ursprüngliche Kesselspannung. Dem entsprechend bezeichnen wir auch die Arbeit des Kolbens als die indicirte Arbeit. In Folge des Widerstandes, welcher durch die Reibung aller bewegten Theile der Dampfmaschine der Bewegung des Kolbens entgegengesetzt wird, kann nur ein Theil der indicirten Arbeit auf die Schwungradwelle übertragen werden. Je größer dieser ist, desto vortheilhafter ist die Leistung der Dampfmaschine.

Kolbengeschwindigkeit. Unter zu Grundelegung der indicirten Spannung des Dampfes wird die Leistung der Maschine zunächst von der Größe der Kolbenfläche abhängen, auf welche der Dampf wirkt, und alsdann von der Länge des

---

„Hierbei ist f insbesondere von der Füllung $\frac{l_1}{l}$, bezw. von dem betreffenden Expansionsgrade, und f' insbesondere von dem Ausströmungsverhältnisse $\frac{l_2}{l}$, bezw. von dem jeweiligen Compressionsgrade abhängig."

„Es bezeichnet hierin:

l = Kolbenhub in Metern,

l_1 = Kolbenweg im Momente der Absperrung auf der Admissionsseite, also

$\frac{l_1}{l}$ = Füllungsverhältniß oder schlechtweg die Füllung; in analoger Weise:

l_2 = Kolbenweg im Momente der Absperrung auf der Emissionsseite, also

$\frac{l_2}{l}$ = Ausströmungsverhältniß, durch welches insbesondere der Compressionsgrad bedingt wird,

f und f' = Spannungs-Coefficienten für die indicirte Spannung."

„Zur Bestimmung der Spannungs-Coefficienten f und f' entnehme ich der Hütte, „des Ingenieurs Taschenbuch", folgende Angaben:

1. Für Eincylinder-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$	Mit Expansionssteuerung (ohne Compression f' = 1,024)			
	Auspuff (p = 1,18)		Condensation (p' = 0,21)	
	ohne Hemd	mit Hemd	ohne Hemd	mit Hemd
	Werthe von f			
0,8	0,950	0,954	—	—
0,7	0,919	0,925	—	—
0,6	0,875	0,883	0,867	0,883
0,5	0,816	0,827	0,807	0,827
0,4	0,740	0,753	0,731	0,753
0,333	0,678	0,692	0,668	0,692
0,3	0,643	0,658	0,633	0,658
0,25	0,584	0,600	0,575	0,600
0,20	0,517	0,535	0,508	0,535
0,15	0,440	0,460	0,432	0,460
0,125	0,397	0,418	0,390	0,418
0,10	0,351	0,373	0,344	0,373
0,07	—	—	0,283	0,314
0,05	—	—	0,239	0,270

Werthe von f' bei Eincylinder-Maschinen mit Expansionssteuerung bei ansehnlicher Compression des Vorderdampfes (bis nahe zur Gegendampfspannung).

Absolute Eintrittsspannung p	f' für Auspuffmaschinen	f' für Condensationsmaschinen
$2^1/_2$	—	1,39
3	—	1,51
4	1,07	1,79
5	1,13	2,08
6	1,19	2,40
7	1,25	2,74
8	1,33	3,08
9	1,40	3,43
10	1,49	—
wenn m =	0,05	0,025

(m = Coefficient für den schädlichen Raum)

Kolbenhubes, d. h. des Weges, den der Kolben zurücklegt. Da es für die Arbeitsleistung nicht gleichgültig ist, ob dieser Weg in einer kürzeren oder längeren Zeit zurückgelegt wird, so kommt für die Rechnung die Kolbengeschwindigkeit in Betracht. Diese Geschwindigkeit wird nun abhängen von der Dampfspannung des Einlaßdampfes in den Cylinder. Bei niedriger Dampfspannung wird im Allgemeinen auch der Dampfkolben eine niedrige Geschwindigkeit haben. Früher, wo man noch mit niedriger Dampfspannung arbeitete, gab man dem Kolben eine Geschwindigkeit von 1—1,25 m in der Sekunde, während man heute bei normalen Dampfmaschinen eine Kolbengeschwindigkeit von 2,50 m in der Sekunde findet, bei sogenannten Schnellläufern sogar Kolbengeschwindigkeiten bis über 5 m in der Sekunde.*) Mit wachsender Kolbengeschwindigkeit pflegt man auch den Hub

---

2. Für Zweicylinder-Maschinen mit Doppelsteuerung und mit Dampfhemd mindestens am Hochdruckcylinder.

Schädlicher Raum des Expansionscylinders mit 3% (höchstens) angenommen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$	Maschine ohne (geheizten) Aufnehmer				Aufnehmer-Maschinen (mit Heizung auch des Niederdruckcylinders)				
	Ungefähres Verhältniß v : V der Cylinderinhalte								
	0,40	0,333	0,29	0,25	0,55	0,50	0,45	0,40	0,333
	Werthe von f								
0,25	0,548	0,543	0,534	0,524	0,576	0,572	0,568	0,563	0,560
0,20	0,484	0,479	0,472	0,464	0,512	0,507	0,503	0,499	0,495
0,15	0,408	0,404	0,398	0,391	0,437	0,432	0,428	0,424	0,420
0,125	0,365	0,361	0,356	0,350	0,395	0,390	0,386	0,382	0,377
0,10	0,318	0,314	0,309	0,304	0,349	0,344	0,340	0,335	0,330
0,07	0,254	0,250	0,245	0,241	0,288	0,283	0,278	0,273	0,267
0,05	0,205	0,201	0,197	0,193	0,242	0,237	0,232	0,227	0,220
0,04	0,179	0,175	0,171	0,167	0,218	0,213	0,207	0,202	0,195

*) Die Kolbengeschwindigkeit berechnet man

nach Hrabák aus:

$$c = 0{,}9\sqrt{p \cdot s},$$

nach v. Reiche aus:

$$c = \sqrt{p},$$

nach G. Schmidt aus:

$$c = \alpha\,(10 + \sqrt{N}).$$

α ist gleich für:

sehr langsam	langsam	normal	schnell	sehr schnell laufende Maschinen
0,05	0,07	0,09	0,11	0,13 bis 0,20.

Es bedeutet in obigen Gleichungen:

p = absolute Eintrittsspannung des Dampfes in den Cylinder,

s = Kolbenhub,

N = Anzahl der Pferdestärken.

Die Formel von Hrabák ist für mittelgroße Kolbengeschwindigkeiten zu benutzen. Vermindert man die mittelst dieser Formel erhaltenen Geschwindigkeiten um 20%, so erhält man mäßige Kolbengeschwindigkeiten, erhöht man sie dagegen um 30%, so erhält man große Kolbengeschwindigkeiten für schnellgehende Maschinen.

des Kolbens zu verringern, damit die Umdrehungszahl der Maſchine keine zu große wird. In der Regel wird der Kolbenhub bei:
kleiner Kolbengeſchwindigkeit = $2^1/_2$ mal ſo groß als der Kolbendurchmeſſer gemacht,
größerer „ = 3 „ „ „ „ „ „ „ „

Hrabák*) giebt für mäßige Kolbengeſchwindigkeiten die folgende Tabelle:

N in Pferdeſtärken	Abſolute Spannung des in den Cylinder einſtrömenden Dampfes p in Kilogramm oder Atmoſphären							
	3	4	5	6	7	8	9	10
2	0,86	0,96	1,02	1,09	1,15	1,20	1,25	1,30
3	0,89	0,99	1,06	1,13	1,19	1,24	1,29	1,35
5	0,94	1,05	1,13	1,21	1,26	1,32	1,38	1,44
7	0,99	1,09	1,18	1,25	1,32	1,38	1,43	1,49
10	1,02	1,14	1,22	1,31	1,37	1,43	1,50	1,56
15	1,08	1,19	1,28	1,37	1,45	1,50	1,56	1,62
20	1,13	1,24	1,33	1,42	1,49	1,55	1,61	1,67
30	1,20	1,31	1,40	1,48	1,56	1,63	1,70	1,77
40	1,25	1,37	1,45	1,55	1,62	1,69	1,75	1,82
60	1,38	1,49	1,55	1,64	1,72	1,78	1,84	1,91
80	1,45	1,54	1,62	1,72	1,79	1,86	1,92	1,99
100	1,51	1,62	1,70	1,78	1,85	1,92	1,98	2,05
150	1,62	1,75	1,84	1,94	2,00	2,05	2,11	2,16
200	1,70	1,84	1,95	2,05	2,11	2,18	2,24	2,31
250	1,74	1,91	2,03	2,13	2,20	2,28	2,35	2,43
300	1,81	1,98	2,09	2,20	2,27	2,35	2,42	2,50
400		2,12	2,24	2,31	2,39	2,47	2,55	2,63
500			2,31	2,41	2,49	2,58	2,66	2,74
600			2,34	2,47	2,57	2,66	2,74	2,83
800				2,54	2,68	2,78	2,88	2,97
1000					2,80	2,90	3,01	3,11

Die Werthe dieſer Tabelle geben Anhaltspunkte für die Kolbengeſchwindigkeiten, welche man bei neu herzuſtellenden Dampfmaſchinen von beſtimmter Arbeitsleiſtung annehmen kann. Die angegebenen Werthe ſind Erfahrungswerthe. Man kann ſie abrunden. Bei Maſchinen, welche eine mittlere Kolbengeſchwindigkeit haben ſollen, werden ſie um 20—25% höher, bei Maſchinen, welche eine große Kolbengeſchwindigkeit haben ſollen, um 40—50% höher angenommen. Im Allgemeinen wird ſich die Kolbengeſchwindigkeit einer Dampfmaſchine nach der Art des Betriebes richten.

Raſch gehende Maſchinen werden ſich namentlich dort empfehlen, wo man Transmiſſionen vermeiden, alſo beiſpielsweiſe die Maſchinen zum Betriebe von Electro-Dynamomaſchinen benutzen will. Dort, wo die Dampfmaſchine aber dazu dient, eine große Anzahl von Arbeitsmaſchinen anzutreiben, welche eine geringe Geſchwindigkeit haben, wird man ſchon mit Rückſicht hierauf, Dampfmaſchinen von geringer Kolbengeſchwindigkeit anwenden. Man wird letzteren Maſchinen im

*) Hrabák, „Hilfsbuch für Dampfmaſchinen-Techniker".

Allgemeinen deswegen den Vorzug geben, weil die Abnutzung aller Theile eine geringere ist, als bei schnelllaufenden Maschinen.

Indicirte Leistung. Will man die Arbeit, welche eine im Betrieb befindliche Maschine leistet, berechnen, dann kann man diese unter Berücksichtigung der indicirten Dampfspannung bestimmen. Man muß dazu von der in Betrieb befindlichen Dampfmaschine mit Hülfe eines Meßinstrumentes, welches wir als Indicator bezeichnet haben — Band I, Seite 103 — ein Diagramm aufnehmen, also eine bildliche Darstellung über den Verlauf der Dampfspannung innerhalb des Cylinders. Kennt man die indicirte Dampfspannung, die Oberflächen des Dampfkolbens, dessen Hub und Geschwindigkeit, dann ergiebt sich daraus die indicirte Leistung der Dampfmaschine. Man kann diese, wie üblich, in Pferdestärken ausdrücken, d. h. in Vergleich setzen mit einer Leistung von 75 kg in der Sekunde, eine Leistung, die einer Pferdestärke entspricht; man kann aber auch, wie dies neuerdings geschieht, die indicirte Leistung der Dampfmaschine für jeden Meter Kolbengeschwindigkeit bestimmen, also „die Leistung pro ein Meter", wie man dies kurz nennt, in Betracht ziehen.*)

---

*) Es heißt in Hrabák, „Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker", mit den Bezeichnungen:

$\mathfrak{A}$ = atmosphärischer Druck = 1 kg für den Quadratcentimeter,
O = wirksame Kolbenfläche in Quadratcentimetern,
l = Kolbenhub in Metern,
n = Tourenzahl der Maschine in der Minute,
c = Kolbengeschwindigkeit in Metern in der Sekunde,
p_i = indicirte Dampfspannung,
N_i = indicirte Leistung:

„hat man mittelst der allgemein giltigen Formel $p_i = f\,p - f'\,p'$ die indicirte Spannung p_i festgestellt, so ist zunächst die indicirte Dampfwirkung bei einem einfachen Kolbenhube:

$$W_i = \mathfrak{A}\,O\,l\,p_i.$$

Hieraus folgt bei n Umgängen in der Minute die indicirte Leistung in der Sekunde, d. h. der indicirte Effekt in Pferdekräften à 75 mkg:

$$N_i = \frac{2\,n}{60\,.\,75}\,W_i = \frac{\mathfrak{A}}{75}\,\frac{n\,.\,l}{30}\,O\,p_i.$$

Behufs der Einführung der Kolbengeschwindigkeit c ist zunächst der Kolbenweg in der Minute:

$$2\,n\,l = 60\,c,$$

d. h. es ist in allen Fällen:

$$n\,l = 30\,c.$$

Hiermit ergiebt sich aus Obigem:

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75}\,O\,c\,p_i$$

als indicirte Leistung bei der Kolbengeschwindigkeit c.

Hieraus folgt nun:

$$\frac{N_i}{c} = \frac{\mathfrak{A}}{75}\,O\,p_i.$$

als indicirte Leistung für 1 m Kolbengeschwindigkeit.

Wegen $\mathfrak{A} = 10\,000$ kg für den Quadratmeter hat man:

$$N_i = \frac{10\,000}{75}\,O\,c\,p_i = \frac{400}{3}\,O\,c\,p_i,$$

$$\frac{N_i}{c} = \frac{10\,000}{75}\,O\,p_i = \frac{400}{3}\,O\,p_i."$$

Nutzleistung. Aus der indicirten Leistung der Maschine kann man die Nutzleistung derselben berechnen, d. h. die Arbeit, welche das Schwungrad der Maschine abzugeben im Stande ist, wenn man alle Arbeitsverluste abzieht, die durch Bewegung und Reibung der Dampfmaschinentheile hervorgerufen werden. Diese Widerstände sind andere beim Leergang der Maschine und andere, wenn die Maschine Arbeit verrichtet. Die Reibungswiderstände einer Dampfmaschine bei ihrem Leergang werden durch den Versuch ermittelt. Der Zuwachs eines Widerstandes, welcher dadurch entsteht, daß die Dampfmaschine Arbeit verrichtet, vergrößert auch die Reibungsverluste im Verhältniß zu dieser Arbeit. Man bezeichnet kurz diesen Zuwachs an Reibungsarbeit als zusetzliche Reibung*).

Die Berechnung der Zweicylinder- und der Dreicylinder-Maschinen geschieht nach demselben Gesichtspunkte, wie die der Eincylinder-Maschinen. Der Dampf expandiert bei diesen Maschinen in dem Niederdruckcylinder, und es muß sich demnach der besprochene Berechnungsgang zunächst auf diese beziehen. Es ist alsdann noch zu prüfen, mit welchem Spannungsverlust der Dampf von dem Hochdruckcylinder auf den Niederdruckcylinder, bezw. auf den Mitteldruck- und von diesem auf den Niederdruckcylinder übergeht. Desgleichen sind auch die Volumenverhältnisse der Cylinder unter einander in Betracht zu ziehen, und zwar bei den

Zweicylinder-Maschinen das Verhältniß des Volumens zwischen dem Hochdruckcylinder und dem Niederdruckcylinder; bei den

Dreicylinder-Maschinen zunächst das Verhältniß des Volumens des Hochdruckcylinders zu dem Volumen des Niederdruckcylinders.

Im Verhältniß zu dem jeweiligen Volumen vertheilt sich die gemeinsame Leistung der Maschine auf die einzelnen Cylinder. Es muß aber dies Ver-

---

*) Bezeichnet man mit p_o die Spannung, welche zur Ueberwindung des Leergangswiderstandes der Maschine erforderlich ist, so erhält man nach Obigem die Nutzspannung, welche zur Erreichung der Nutzleistung erforderlich ist, zu:

$$p_n = p_i - p_o - \mu p_n,$$

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - p_o).$$

Hrabák, „Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker".

Die Nutzleistung in Pferdekräften berechnet sich mit den bisher angegebenen Bezeichnungen aus:

$$N_n = \frac{\mathfrak{A}}{75} \cdot O\, c\, p_n.$$

Hieraus ergiebt sich wieder die Nutzleistung für 1 m Geschwindigkeit zu:

$$\frac{N_n}{c} = \frac{\mathfrak{A}}{75} O\, p_n.$$

Mit $\mathfrak{A} = 10\,000$ kg für den Quadratmeter ergiebt sich weiter:

$$N_n = \frac{400}{3} O\, c\, p_n \qquad \text{und}$$

$$\frac{N_n}{c} = \frac{400}{3} O\, p_n.$$

hältniß mit Rücksicht auf eine möglichst gleichförmige Arbeitsleistung bestimmt werden.*)

*) Die Hütte, „des Ingenieurs Taschenbuch", macht folgende Angaben über die Cylindervolumen-Verhältnisse von Zweicylinder-Maschinen:

1. Zweicylinder-Maschinen mit Auspuff.

Das Verhältniß $v : V$ des Hochdruckcylindervolumens v zum Cylindervolumen V des Niederdruckcylinders bei herzustellenden Maschinen ist je nach der reducirten Füllung (zu der Eintrittsspannung p gehörig) einzurichten wie folgt:

a. Verbundmaschinen (Kurbeln unter 90°), wenn man bis zu einer Endspannung von 1,5 Atmosphären expandirt und

α. wenn hierbei die gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder beabsichtigt wird, oder

β. wenn die gleiche Arbeitsvertheilung auf die vier Quadranten gewünscht wird, oder

γ. wenn die Arbeitsvertheilung nach α und β in gleichem Maaße berücksichtigt wird,

so mache man:

	p =	8	9	10	12
	$l_1 : l$ =	0,20	0,17	0,15	0,125
α.	$v : V$ =	0,56	0,53	0,49	0,46
β.	„ =	0,47	0,44	0,40	0,37
γ.	„ =	0,51	0,48	0,44	0,41.

b. Woolf-Maschinen für nahezu gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder, wenn man bis zu einer Endspannung von 1,5 Atmosphären expandirt:

p =	8	9	10	12	
$l_1 : l$ =	0,20	0,17	0,15	0,125	(Füllung des Hochdruckcylinders)
$v : V$ =	0,44	0,40	0,36	0,33	
$L_1 : L$ =	0,61	0,57	0,53	0,49	(Füllung des Expansionscylinders).

2. Zweicylinder-Maschinen mit Condensation.

a. Bei Verbundmaschinen (Kurbeln unter 90°), wenn man den Aufnehmerinhalt größer als den Inhalt des Hochdruckcylinders macht und dieselbe Arbeitsvertheilung wie oben unter α, β und γ voraussetzt, für eine Gesammtexpansion bis zu einer Endspannung

von 0,6 Atmosphären					von 0,5 Atmosphären				
p =	5	6	8	10	p =	5	6	8	10
$l_1 : l$ =	0,12	0,10	0,075	0,06	$l_1 : l$ =	0,10	0,083	0,063	0,05
α. $v : V$ =	0,60	0,54	0,47	0,42	α. $v : V$ =	0,52	0,48	0,41	0,36
β. „ =	0,48	0,44	0,38	0,34	β. „ =	0,42	0,39	0,34	0,30
γ. „ =	0,54	0,49	0,43	0,38	γ. „ =	0,47	0,43	0,37	0,33.

Die Füllung des Hochdruckcylinders $\frac{l_1}{l} = \frac{l_1}{l} : \frac{v}{V}$; die Füllung des Expansionscylinders $\frac{L_1}{L} = \frac{v}{V}$ $\left(\text{so lange } \frac{v}{V} < 0{,}5\right)$.

b. Woolf-Maschinen für nahe gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder, wenn man bis zu einer Endspannung expandirt:

von 0,6 Atmosphären					von 0,5 Atmosphären				
p =	5	6	8	10	p =	5	6	8	10
$l_1 : l$ =	0,12	0,10	0,075	0,06	$l_1 : l$ =	0,10	0,083	0,063	0,05
$v : V$ =	0,40	0,35	0,30	0,27	$v : V$ =	0,35	0,31	0,26	0,23

Die Füllung des Hochdruckcylinders wie unter a; Füllung des Expansionscylinders zur Vermeidung eines Spannungsabfalles ist außer von $\frac{v}{V}$ auch von der Größe des Verbindungsraumes abhängig; wenn dieser (als einfaches Verbindungsrohr) etwa die Größe 0,2 V besitzt, so hat man für

$L : V$ =	0,4	0,333	0,3	0,25
$L_1 : L$ =	0,65	0,55	0,49	0,41.

Die Berechnung der Dampfmenge, welche eine Dampfmaschine für jede Pferdestärke innerhalb einer Stunde erfordert, ist eine weitere Aufgabe von Wichtigkeit. Die große Dampfmenge, welche von einer Dampfmaschine verbraucht wird, kann als aus zwei Theilen bestehend aufgefaßt werden, nämlich die nutzbare Dampfmenge und die Dampfmenge, welche nicht zur Wirkung kommt, sondern in Folge verschiedenster Umstände als Dampfverlust auftritt. Die Menge des Dampfes, die während einer Füllung hinter den Kolben eingelassen wird, läßt sich aus dem gegebenen Raume des Cylinders, den man damit anfüllt, leicht bestimmen. Es ist dabei zu berücksichtigen, daß von dem vorhergehenden Kolbenhub eine gewisse Dampfmenge im Cylinder zurückbleibt. Sollte man nun einer Dampfmaschine die so berechnete Dampfmenge zuführen, so würde dies nicht genügen, da, wie wir wissen, der Dampf vom Kessel bis in den Cylinder nur unter Verlust von Dampfspannung übergeführt werden kann. Diese Dampfverluste werden noch vermehrt durch die Abkühlung des Dampfes an den Cylinderwänden und durch die Undichtigkeit der Verbindung. Man unterscheidet darnach auch wohl Abkühlungsverluste und Dampfläßigkeitsverluste. Am größten sind die Abkühlungsverluste. Die Wände des Dampfcylinders nehmen, da sie abwechselnd den Einström- und den Ausströmperioden ausgesetzt sind, eine mittlere Temperatur an. Entsprechend der Höhe desselben werden sie beim Einlassen frischen Dampfes diesem mehr oder weniger Wärme entziehen. Um die mittlere Temperatur des Cylinders zu erhöhen, versieht man ihn deshalb mit einer Ummantelung, sodaß er weniger Wärme nach Außen ausstrahlen kann. v. Reiche*) bestimmt die Verluste des Dampfes dadurch, daß er, je nachdem der Cylinder mit einem Dampfmantel versehen ist oder nicht, den wirklichen Dampfverbrauch auf 10—17% größer annimmt, als die Dampfmenge, die zur Füllung des Cylinders ohne Berücksichtigung des im Dampfcylinder noch befindlichen Dampfes erforderlich ist.

Im Allgemeinen sind für den Dampfverbrauch maaßgebend: Zunächst die Maschinengattung, also, ob es sich um Eincylindermaschinen oder um Verbundmaschinen handelt; dann die Wirkung des Dampfes, das heißt, ob der Dampf direkt ins Freie auspufft, oder ob er in einen Condensator geleitet wird; ferner die Eintrittsspannung, also die Spannung, die der Dampf beim Eintritt in den Cylinder hat; ferner die Expansion, also der Füllungsgrad, mit welchem die Maschine arbeitet; ferner die Kolbengeschwindigkeit, sowie die Art der Steuerung, und endlich die Größe und die Ausführung der Maschine. Mit Rücksicht auf diese Einflüsse schwankt auch der Dampfverbrauch in weiten Grenzen: er wird zwischen 5,5 und 30 kg für die Leistung einer indicirten Pferdestärke in der Stunde angenommen. Nach der Menge des Dampfes, der verbraucht wird, richtet sich auch der Verbrauch des Brennmaterials und des Speisewassers. Man beurtheilt deshalb gewöhnlich die Güte einer Maschine darnach, wieviel Speisewasser der Kessel für jede Pferdestärke in der Stunde erforderlich macht.

*) H. v. Reiche, „Anlage und Betrieb der Dampfkessel".

Die caloriſchen oder Wärmemaſchinen.

Man verſteht unter caloriſchen Maſchinen im Allgemeinen ſolche Maſchinen, bei denen die Spannkraft erwärmter Gaſe die Arbeit verrichtet, ebenſo wie bei den Dampfmaſchinen die Spannkraft des Dampfes dies thut. Iſt die Luft das Gas, welches durch Zuführung von Wärme ausgedehnt wird, um in einer Cylindermaſchine einen Kolben zu verſchieben, ſo haben wir es mit Heißluftmaſchinen zu thun. Aber auch andere Gaſe kommen bei den caloriſchen Kraftmaſchinen zur Anwendung, ſo namentlich das ſogenannte Leuchtgas, welches durch Vergaſung von Steinkohle oder anderen Brennſtoffen ähnlicher Art entſteht. Auch die Hochofengaſe, welche beim Schmelzen von Erzen als Verbrennungsprodukte aus dem Hochofen entweichen, ſowie überhaupt die Verbrennungsprodukte feſter Brennſtoffe werden zum Betrieb von caloriſchen Maſchinen benutzt, und es werden dieſe Kraftmaſchinen, bei denen die Gaſe feſter Brennſtoffe Verwendung finden, als Gasmotoren bezeichnet. Endlich werden auch die Gaſe von flüſſigen Brennſtoffen zum Betrieb von Kraftmaſchinen benutzt, ſo die Gaſe des Petroleums, des Benzins und dergleichen. Die Kraftmaſchinen dieſer letzteren Gruppe erhalten gewöhnlich ihren Namen nach dem flüſſigen Brennſtoffe, der für ſie zur Vergaſung kommt. Sie werden ſonach Petroleummotoren oder Benzinmotoren genannt.

Alle Maſchinen, welche als caloriſche Maſchinen bezeichnet werden, finden hauptſächlich ihre Anwendung in den Kleinbetrieben, weil ſie ſich den Bedürfniſſen dieſer ganz beſonders anſchmiegen laſſen. Namentlich dort, wo zu einem oft unterbrochenen Betriebe eine Kraftmaſchine ſich nöthig macht, ſind dieſe Motoren ſehr am Platze. Sie laſſen ſich alle mehr oder weniger ſchnell in Betrieb ſetzen, da ſie nicht, wie die Dampfmaſchinen, die Anheizung eines mit Waſſer gefüllten Keſſels erfordern. Eine kurze Anheizungsperiode genügt, um die Maſchinen betriebsfertig zu machen, und ebenſo ſchnell können ſie wieder außer Betrieb gebracht werden. Dann haben ſie auch den Vorzug vor den Dampfmaſchinen, daß man ſie eine längere Zeit ſich ſelbſt überlaſſen kann, ohne dabei einer Aufſicht zu bedürfen. Dies iſt vornehmlich der Fall bei den Heißluftmaſchinen, weil die Luft,

deren Spannkraft in ihnen ausgenutzt wird, überall vorhanden ist und nicht erst zu diesem Zwecke hergestellt werden muß. Dagegen haben diese calorischen Maschinen den anderen gegenüber den Nachtheil, daß sie eine etwas längere Zeit zur Anheizung gebrauchen, als bei jenen. Weil sie aber fast ganz unabhängig von der Bedienung sind, werden sie mit Vorliebe zum Betriebe von kleineren Pumpwerken in Gärtnereien und für ähnliche Zwecke benutzt. Die übrigen calorischen Kraftmaschinen kommen in allen möglichen Betrieben der Kleinindustrie vor. Nur die Gasmaschinen sind an solche Stellen gebunden, wo das Gas zur Verfügung steht. Andernfalls erfordern sie die Anlage einer besonderen Gasanstalt. Wo aber eine solche Gasanstalt direkt zum Betriebe von Gasmotoren geschaffen wird, dort konkurriren sie auch mit den Dampfmaschinenanlagen, selbst in ihren Betriebskosten.

Die Heißluftmaschinen.

Wir unterscheiden bei diesen Maschinen zwei Arten, und zwar die geschlossene Heißluftmaschine und die offene Heißluftmaschine. Bei der ersteren Art wird die Luft, die erwärmt werden soll, in einem vollständig abgeschlossenen Raume, der an den Cylinder sich anschließt, bald erwärmt, bald abgekühlt. Bei der offenen Heißluftmaschine wird die Luftmenge, welche durch die Erwärmung sich ausdehnt, nachdem sie dabei den Kolben vorwärts geschoben hat, also nach jedem Kolbenhub, aus dem Cylinder wieder ausgestoßen und eine neue Luftmenge zum Zwecke der Erwärmung angesaugt. Die offene Heißluftmaschine bedarf deshalb einer besonderen Kühlvorrichtung für die Luft.

Es werden aber auch die Heißluftmaschinen darnach unterschieden, ob sie mit offener oder mit geschlossener Feuerung versehen sind. Man bezeichnet als Heißluftmaschinen mit offener Feuerung solche, bei denen die Verbrennungsprodukte des Brennmaterials, wie bei der Dampfkesselfeuerung, direkt in das Freie entlassen werden. Bei den Heißluftmaschinen mit offener Feuerung läßt man die Verbrennungsprodukte der Feuerung direkt in den Cylinder eintreten, sodaß bei ihnen nicht reine Luft, sondern Luft in Verbindung mit diesen Verbrennungsprodukten als treibendes Gas wirkt. Die Maschinen der letzteren Art können nur offene Maschinen sein, sie müssen die Heizgase nach jedem Kolbenhub ausstoßen und mit neuen Heizgasen gespeist werden. Die offene Feuerung kann aber sowohl bei offenen, als auch bei geschlossenen Maschinen angewendet werden. Darnach können wir unterscheiden:

1. Offene Heißluftmaschinen mit offener Feuerung,
2. Geschlossene Heißluftmaschinen mit offener Feuerung,
3. Heißluftmaschinen mit geschlossener Feuerung.

Offenbar müssen die geschlossenen Heißluftmaschinen einen höheren Wirkungsgrad haben als die offenen, bei denen die erwärmte Betriebsluftmenge jedesmal ins Freie ausgestoßen wird und dadurch auch gewisse Wärmemengen stets verloren gehen müssen. Dem gegenüber steht der Nachtheil, daß die geschlossene

Heißluftmaschine mit offener Feuerung versehen sein muß. Um bei ihnen die Wärme des Brennmaterials auf die Luft in dem geschlossenen Raume zu übertragen, müssen die Wandungeu des Luftgefäßes erwärmt werden. Dies kann nicht ohne großen Verlust an Wärme geschehen, zumal die Luft in diesen Maschinen auf eine verhältnißmäßig hohe Temperatur gebracht werden muß. Solche calorische Maschinen mit geschlossener Feuerung sind auch die Gasmotoren. Im Allgemeinen zeigen diese eine größere Nutzleistung als die geschlossene Heißluftmaschine.

Als reine Heißluftmaschinen werden Maschinen mit geschlossener Feuerung verwendet, die als Feuer-Luftmaschinen bekannt sind.

1. Offene Heißluftmaschinen mit offener Feuerung

kommen heute fast nicht mehr zur Anwendung und sollen deshalb auch hier nur kurz behandelt werden. Diese Maschinen werden nur als einfach wirkende gebaut. Die Spannkraft der erwärmten Luft wirkt nur beim Vorwärtsgange auf den Kolben der Maschine, der Rückgang des Kolbens muß durch die lebendige Kraft des Schwungrades veranlaßt werden. Derartige Heißluftmaschinen unterscheiden sich von den Dampfmaschinen schon dadurch, daß sie zwei Kolben erfordern: den eigentlichen Arbeitskolben und den sogenannten Verdränger. Der Arbeitskolben saugt bei jedem Hub eine bestimmte Menge atmosphärischer Luft an, während der Verdränger sie in den Theil der Maschine drückt, der von den Heizgasen erwärmt wird. Die erwärmte Luft wirkt alsdann durch ihre Ausdehnung wieder treibend auf den Arbeitskolben ein.

Wir sehen von der Besprechung der einzelnen Theile dieser Maschine ab, weil diese auch bei anderen Heißluftmaschinen sich vorfinden.

2. Geschlossene Heißluftmaschinen mit offener Feuerung.

Während bei den offenen Heißluftmaschinen mit jedem Kolbenhub eine neue Luftmenge aus der Atmosphäre angesaugt und erwärmt wird, arbeiten die geschlossenen Heißluftmaschinen stets mit derselben Luftmenge. Sie wird abwechselnd erwärmt und wieder abgekühlt. Bei der Erwärmung dehnt sie sich aus und verrichtet Arbeit, indem sie den Arbeitskolben bei ihrer Ausdehnung vorwärts schiebt. Während durch die im Schwungrad aufgespeicherte Kraft der Arbeitskolben zurückgetrieben wird, kommt die Luft zur Abkühlung und wird dem Feuertopf zugeführt, in welchem sie von Neuem erwärmt und ausgedehnt wird. Zur Abkühlung der Luft erfordern derartige Heißluftmaschinen Kühlwasser.

Die geschlossenen Heißluftmaschinen werden nun so ausgeführt, daß an einem und demselben Cylinder die Einrichtung getroffen ist, um die eingeschlossene Luft abwechselnd zu erhitzen und abzukühlen, oder sie erhalten eine Ausführung, bei der zur Erwärmung und zur Abkühlung der Luft je ein besonderes Gefäß vorhanden ist, die mit einander in Verbindung stehen.

Eine Maſchine der erſteren Art iſt:

Die Heißluftmaſchine von Lehmann, welche in liegender Anordnung Fig. 730 und 731 wiedergeben. In der Verlängerung des Cylinders C, welcher an einer Seite offen iſt, iſt ein geſchloſſener Cylinder E angeſetzt, welcher als Feuertopf dient. In dem vorderen offenen Theile des Cylinders C bewegt ſich

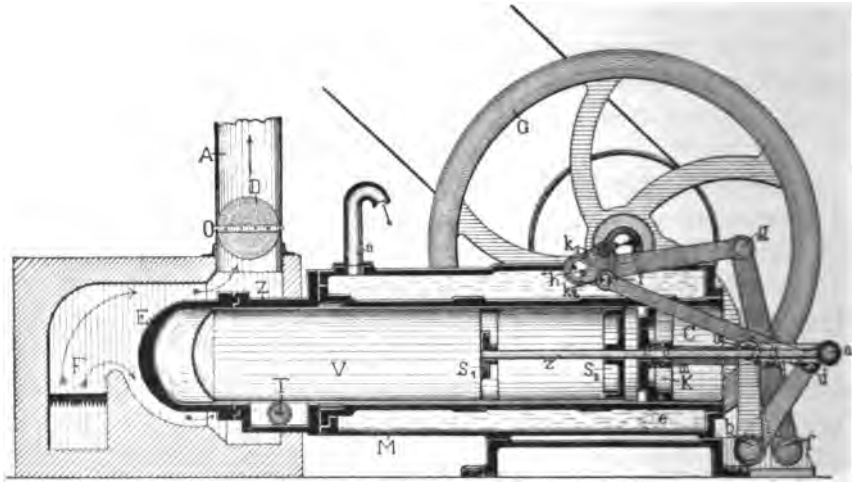


Fig. 730.

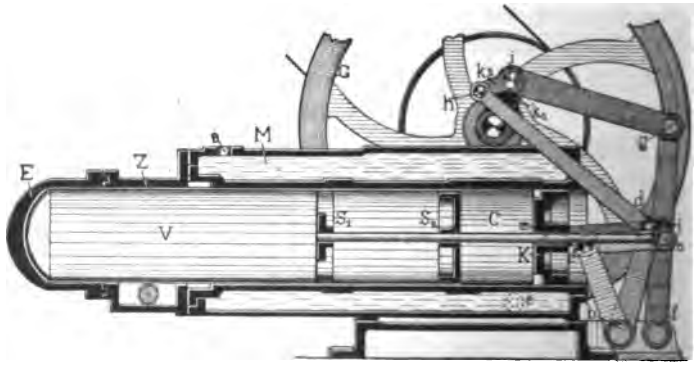


Fig. 731

der Arbeitskolben K. Dieſer Theil des Cylinders iſt von einem Mantel M umgeben, ſodaß in den Hohlraum zwiſchen beiden Kühlwaſſer eingebracht werden kann. Der größere Theil des ganzen Cylinders wird von dem Verdränger V eingenommen. Es iſt dies ein geſchloſſenes cylindriſches Gefäß, welches mit geringem Spielraum in dem Cylinder verſchoben werden kann. Er dient dazu, die erhitzte Luft aus dem Feuertopf E zu verdrängen oder die abgekühlte Luft

dem Feuertopf wieder zuzuführen. Geschieht ersteres, dann entweicht die Luft zwischen der Wandung des Verdrängers V und des Cylinders C nach dem vorderen Theile des Cylinders und kommt hier zwischen dem Verdränger und dem Arbeitskolben zur Wirkung, indem sie den letzteren vor sich her schiebt. Da der Arbeitskolben K und der Verdränger V zeitweise in entgegengesetzter Richtung sich bewegen, so wird die Kolbenstange des Verdrängers durch den Arbeitskolben K hindurchgeführt. Eine Stopfbüchse am Arbeitskolben dient zur Dichtung der Verbindung. Der Verdränger ist ein verhältnißmäßig langes Gefäß, zu dessen Unterstützung am hinteren Theile des Cylinders gewöhnlich eine Tragrolle T angeordnet wird. Durch diese Unterstützung des freien Endes wird seine Bewegung innerhalb des Cylinders erleichtert. Der Blechcylinder, aus dem der Verdränger besteht, wird auf zwei Scheiben S_1 und S_2 befestigt, die auf der Kolbenstange des Verdrängers befestigt sind.

Die Kolbenstange des Verdrängers V geht mitten durch den Arbeitskolben K hindurch. Letzterer ist ohne Kolbenstange mittelst zweier Zugstangen l m an dem Schwinghebel f g angehängt. Die Kolbenstange des Verdrängers ist aber durch die Zugstange c m mit dem Winkelhebel b c d verbunden. Es wird sonach die Kolbenbewegung mittelst des Schwinghebels f g und der Zugstange g i auf die Kurbel k_1 der Hauptwelle übertragen, die das Schwungrad G trägt. Von der Gegenkurbel k_2 aus erhält dann durch Vermittelung der Zugstange d h der Winkelhebel b c d und mit ihm der Verdränger V seine Bewegung.

Wenn die erwärmte Luft zwischen dem Verdränger V und dem Arbeitskolben K sich ausdehnt und beide in ihre Endstellung gekommen sind, wie Fig. 731 erkennen läßt, dann nimmt sie den vorderen Theil des Cylinders ein, der von dem Kühlraum umgeben ist. Während aber das Kühlwasser, welches bei e eintritt und bei a erwärmt abfließt, die Wärme der Luft aufnimmt, kühlt sie diese dem entsprechend ab. Bei der nun folgenden Vorwärtsbewegung des Verdrängers V wird die abgekühlte Luft durch den Spielraum zwischen dem Verdränger und den Cylinderwandungen in den Feuertopf zurückgedrückt und dort von Neuem erhitzt. Der Arbeitskolben aber wird gleichzeitig durch die lebendige Kraft des Schwungrades in seine Anfangsstellung zurückgeführt. Er drückt dabei die abgekühlte Luft zusammen, bis diese durch die Compression ungefähr das Doppelte ihrer Anfangsspannung erreicht hat. Zu dieser ganzen Arbeit wird die im Schwungrad aufgespeicherte Kraft entnommen.

Der Arbeitskolben bewegt sich ausschließlich nur in dem kältesten Theile des Cylinders, und er kann auch mit einem einfachen Lederstulp gedichtet werden, weil auf seiner Fläche stets nur die am meisten abgekühlten Luftschichten lagern. Der Verdränger bewegt sich bis in den erhitzten Theil, nämlich bis in den Feuertopf E hinein. Gewöhnlich wird ein cylindrisches, gußeisernes Gefäß mit gewölbtem Boden als Feuertopf genommen. Er wird nicht direkt an den Cylinder C angebaut, sondern an ein cylindrisches Zwischenstück Z. Dadurch wird sowohl verhindert, daß die Wärme des Feuertopfes auf den Cylinder direkt übertragen wird, als auch umgekehrt das Kühlwasser verhindert werden soll, abkühlend auf die Wände des Feuertopfes einzuwirken. Es ist aber dadurch auch möglich gemacht, den eigentlichen Feuertopf E, welcher der Glühhitze des Brennmaterials am meisten

ausgesetzt ist, leichter auszuwechseln, sobald er schadhaft geworden ist. Unmittelbar vor dem Feuertopf E ist die Feuerung F angeordnet. Die Heizgase umziehen in der Pfeilrichtung den Feuertopf und gelangen durch das Abzugsrohr A nach der Esse. Mit Hilfe einer Drosselklappe D wird der Zug regulirt. Da die Luft durch die Wandungen des Feuertopfes E auf eine ziemlich hohe Temperatur erwärmt werden muß, so wird letzterer bis zur Rothglut erhitzt. Es ist schon deshalb nicht möglich, mit einer hohen Spannung zu arbeiten, weil der glühende Feuertopf einer solchen Spannung einen hinreichenden Widerstand nicht entgegensetzen würde, selbst wenn, wie dies gewöhnlich geschieht, die Wandung des Feuertopfes wesentlich stärker gemacht wird, als die des Cylinders. Welchen Unterschied in der Leistung die etwas höhere oder niedrigere Erwärmung des Feuertopfes verursacht, geht aus der auf Seite 639 stehenden Tabelle von Pechan*) hervor.

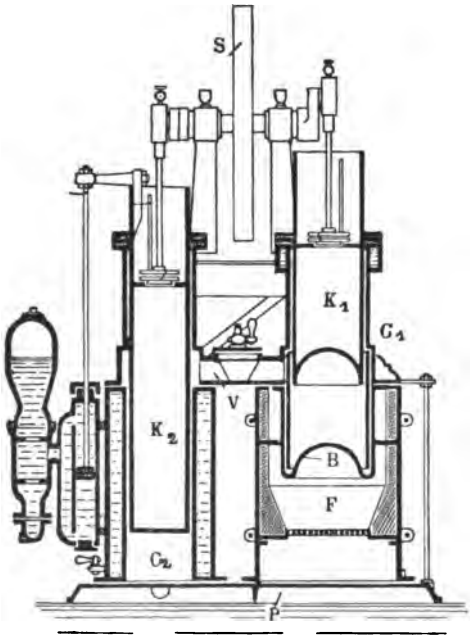


Fig. 732.

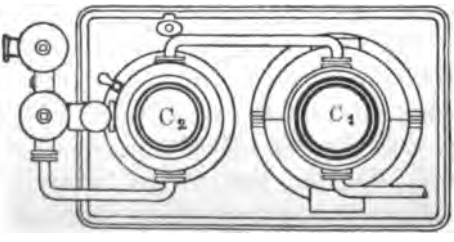


Fig. 733.

Die Rider'sche Heißluftmaschine ist ebenfalls eine geschlossene Maschine, bei welcher aber der Heizraum und der Kühlraum in zwei getrennten Cylindern untergebracht sind. Eine Heißluftmaschine dieser Art, wie sie die Sächsische Motoren- und Maschinenfabrik von Otto Böttger in Dresden-Löbtau herstellt, zeigt die Linienzeichnung Fig. 732 und 733. Auf einer gemeinschaftlichen gußeisernen Fundamentplatte P ist die Feuerung F und der Druckcylinder C_2 aufgestellt, während der Arbeitscylinder C_1 theilweise in die Feuerung eingebaut ist. Der Kolben K_2 im Compressionscylinder saugt, sobald die Maschine mit der Hand angedreht wird, die Luft ein, comprimirt sie und drückt sie durch den Verbindungskanal V nach dem Arbeitscylinder C_1. In dem unteren Theile dieses Cylinders, der den Heizgasen ausgesetzt ist, wird die Luft erwärmt und dehnt sich aus. Sie treibt den Arbeitskolben durch ihre Ausdehnung hoch, zugleich mit dem

*) Pechan, „Leitfaden des Maschinenbaues".

Leistung der Maschine in Pferdestärken bei normaler Rothglut des Feuertopfes	1/12	1/2	1	1 1/4	2	2 1/2	3 1/2	5
Durchmesser der Antriebriemenscheibe in mm	235	314	470	550	628	785	835	940
Umdrehungszahl	120	100	100	90	90	80	80	60
Ungefähres Gewicht in kg	200	600	1050	1650	2500	3000	3200	4000
Leistung der Maschine in Pferdestärken, wenn der Feuertopf nur dunkelroth ist	—	1/3	3/4	1	1 1/2	2	3	4

kolben geht aber auch der Kolben K_2 im Compressionscylinder aufwärts. Der Niedergang beider Kolben wird durch die lebendige Kraft des Schwungrades S veranlaßt. Mit dem Niedergange wird die erwärmte Luft durch den Verbindungskanal V zum Theil in den Compressionscylinder C_2, der mit einem Wasserkühlmantel umgeben ist, zurückgedrückt. Hier wird sie soweit abgekühlt, bis sie ihr ursprüngliches Volumen wieder einnimmt. Beide Kolben sind mittelst Schubstangen an den Kurbeln der Kurbelwelle direkt angehängt.

Zur Erwärmung der Luft ist der Arbeitscylinder C_1 in die Feuerung F so eingebaut, daß der untere Theil in den Feuerraum hineinragt und von den Heizgasen bestrichen wird. Der Boden B des Arbeitscylinders ist zur Vergrößerung seiner Heizfläche nach innen gewölbt. Anderseits ist zum Zwecke der Kühlung der Druckcylinder C_2 doppelwandig, sodaß Kühlwasser hindurchgedrückt werden kann.

Um die jedesmalige Wiedererwärmung der gekühlten Luft zu beschleunigen, ist in den Verbindungskanal V ein sogenannter Regenerator (vom lateinischen regenerare = erneuern) eingebaut. Er besteht aus einer Anzahl neben einander angeordneter eiserner Platten. Diese nehmen die Wärme der heißen Luft auf, wenn sie von dem Arbeitscylinder nach dem Compressionscylinder hinübergedrückt wird, geben aber umgekehrt, wenn die gekühlte Luft nach dem Arbeitscylinder zurückströmt, ihre Wärme an die kühlere Luft wieder ab und wärmen sie vor, bevor sie in den heißen Cylinder kommt.

Fig. 734 giebt eine Darstellung dieser Heißluftmaschine, wie sie meistens zum Betriebe von Pumpen zur Anwendung kommt. Gewöhnlich wird die Pumpe an den Compressionscylinder direkt angeschraubt. Ihre Kolbenstange wird mittelst eines Querarmes an dem oberen Rande des Taucherkolbens befestigt, sodaß sie die auf- und niedergehende Bewegung des letzteren mitmachen muß. Zum Anheizen der Maschine bis zur Inbetriebsetzung derselben ist etwa eine halbe Stunde erforderlich. Es muß so lange geheizt werden, bis der Boden B des Arbeitscylinders C_1 dunkelrothglühend geworden ist. Zur Beobachtung desselben ist eine verschließbare Oeffnung an der Seite des Feuerraumes vorgesehen. Die Maschine darf nicht zu stark angeheizt werden, weil alsdann der Feuertopf schnell abbrennt und nicht widerstandsfähig genug bleibt. Bei vorübergehenden Arbeitspausen muß die Maschine wenigstens alle 15 Minuten eine Zeit lang in Arbeit gesetzt werden, bis frisches Kühlwasser in den Mantel des Druckcylinders gelangt ist. Der Verbrauch an Kohle wird von der Fabrik für eine zehnstündige Arbeitszeit angegeben auf

etwa 60 kg bei den größten Maschinen,

etwa 18 kg bei den kleinsten Maschinen.

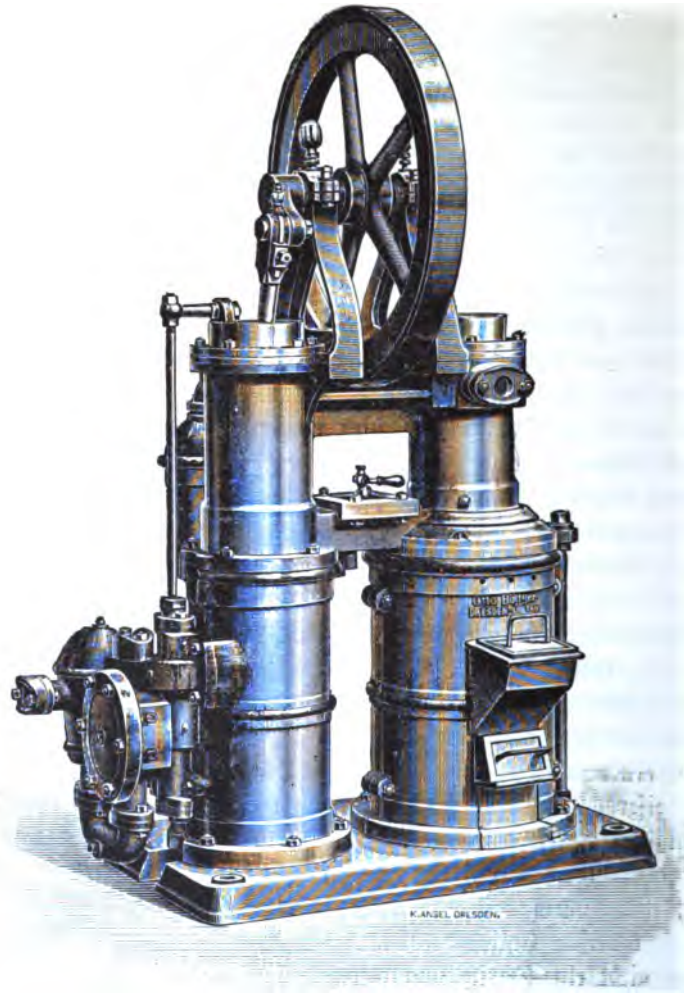


Fig. 784.

Die Maschinenfabrik von C. Henry-Hall, Nachfolger K. Eichler in Berlin baut Heißluftmaschinen dieser Art für Fabriksbetriebe in den Abmessungen der nachstehenden Tabelle:

Pferdekraft	Cylinderdurchmesser mm	Umdrehungen in der Minute	Durchmesser der Riemenscheibe mm	Breite der Riemenscheibe mm	Raum der Maschine Grundriß mm	Raum der Maschine Höhe mm	Gewicht etwa kg	Kohlenverbrauch in 10 Stunden etwa kg
1/3	150	140	200	45	590/955	1485	450	15
1/2	200	130	300	55	550/965	1730	750	30
2/3	220	120	350	65	680/1145	1885	1000	40
1	240	120	375	80	770/1220	2100	1200	50
1 1/4	260	100	450	110	840/1390	2405	1500	60
2	300	100	500	110	925/1520	2435	1800	75

Die geschlossene Heißluftmaschine von G. A. Buschbaum in Darmstadt ist in Fig. 735 im Durchschnitt dargestellt. In dem Feuerraum a kann ein beliebiges Brennmaterial zur Erhitzung des Feuertopfes b verwendet werden. Letzterer ist am unteren Ende des cylindrischen Luftkessels angebracht, während der obere Theil desselben durch Wasser gekühlt wird. In dem Luftkessel ist der Verdränger c angeordnet, welcher so viel Spielraum in demselben hat, daß er ohne Reibung auf- und niederbewegt werden kann. Durch die Niederbewegung des Verdrängers c wird die im Feuertopf erwärmte Luft in den Arbeitscylinder f, der auf dem Luftkessel aufgestellt ist, zurückgedrückt. In Folge dessen wird der Arbeitskolben d, welcher mittelst einer Zugstange in dem Balancier hängt, angehoben. An der entgegengesetzten Seite des Balanciers greift eine zweite Zugstange an, durch welche die Bewegung auf die Kurbelwelle i übertragen wird und sie in Umdrehung versetzt. Auch der Verdränger ist mittelst einer Zugstange in einem zweiarmigen Hebel o n aufgehängt, der seinerseits von der Kurbelwelle i aus durch die Kurbelscheibe l und die Zugstange m in schwingende Bewegung versetzt wird.

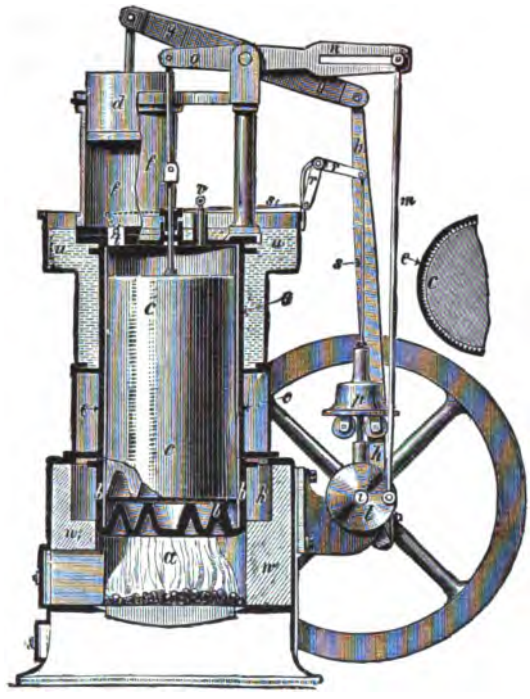


Fig. 735.

Zur Regelung des Ganges der Motoren wird ein Centrifugalregulator p benutzt. Er wirkt durch Vermittelung der Zugstange s und des Winkelhebels r r auf die Drosselklappe t ein, welche die Oeffnung zwischen dem Lufttopf und dem Arbeitscylinder beherrscht, sodaß dadurch die überströmende Luftmenge geregelt werden kann.

Eine besondere Eigenthümlichkeit der Buschbaum'schen Heißluftmotoren besteht in der Ausbildung des Luftkessels e. Der Mantel desselben hat auf seiner Innenfläche Rippen, die der Länge nach verlaufen, und der Boden des Luftkessels, der als Feuertopf dient, ist wellenförmig gestaltet. Dadurch soll einerseits die Kühlwirkung, anderseits die Wärmeübertragung der Feuergase auf die Luft gefördert werden. Die gerippten Wandungen des Luftkessels wirken ähnlich wie der Regenerator bei der Rider'schen Maschine. Sie nehmen von der heißen Luft, welche zwischen ihnen hindurchströmt, Wärme auf und geben sie bei der

Rückſtrömung an die gekühlte Luft wieder ab und wärmen ſie dadurch vor. Der Feuertopf ſoll durch ſeine Form auch eine größere Haltbarkeit haben, als andere Feuertöpfe.

Die Buſchbaum'ſche Heißluftmaſchine verbraucht nach Angaben der Fabrik 3 kg Kohle für eine Pferdeſtärke in jeder Stunde. Für die gebräuchlichen Größen giebt die Fabrik die nachſtehende Tabelle:

Pferdekraft ungefähr	$^1/_2$	1	$1^1/_2$	2	3
Umdrehungszahl in der Minute . . .	150	140	140	130	130
Durchmeſſer der Treibrolle in mm .	20	30	35	40	45

Wir haben ſchon darauf hingewieſen, daß die Heißluftmaſchine mit offener Feuerung deswegen nicht wirthſchaftlich arbeitet, weil die Feuergaſe mit verhältnißmäßig hoher Temperatur in den Schornſtein entweichen müſſen. Anderſeits wird bei den Cylindermaſchinen wegen der Stärke, welche man dem Feuertopf geben muß, die Wärme durch Leitung auch auf den Arbeitscylinder übertragen und ein Theil des Kühlwaſſers zur Wiederabkühlung des Cylinders unnöthig verbraucht. Der letztere Uebelſtand kann dadurch weſentlich verringert werden, wenn ſehr dünne Wandungen für den Feuertopf zur Anwendung kommen. Man kann aber ſehr dünnen Wandungen, welche einen hinreichenden Widerſtand den Spannungen der Gaſe von Innen entgegenſetzen, nach Vorſchlag des Verfaſſers herſtellen, wenn man den Feuertopf als ein Wellblechgefäß ausbildet und die Wandungen desſelben mittelſt eines Mantels abſtützt, ſtark genug, den Druck des Gefäßes aufzunehmen. Der Mantel braucht kein voller zu ſein, er muß nur das Wellblechgefäß ſoweit abſtützen, daß eine Ausbauchung der Wellen unter Wirkung des inneren Druckes ausgeſchloſſen iſt. Ein Wellblechgefäß, welches aus Eiſen, Kupfer oder anderen Materialien in der genannten Weiſe benutzt wird, ermöglicht es wegen ſeiner Dünnwandigkeit, eine Anzahl von Gasflammen zu ſeiner Erwärmung zu benutzen, die ringförmig um den Mantel angeordnet ſind. Dünne Wände leiten wegen ihres geringen Querſchnittes die Wärme ſchlecht fort, und es müſſen in Folge deſſen die Flächen der dünnen Wandungen bei ihrer Erwärmung leicht zum Glühen kommen. Iſt es möglich, mit Hilfe einer Anzahl Gasbrenner den Feuertopf auf einer enger begrenzten Fläche glühend zu erhalten, dann wird auch der große Wärmeverluſt, den die Heißluftmaſchinen mit offener Feuerung zeigen, vermieden. Auch die Regulirung der Wärme iſt bei einer derartigen Maſchine eine leichte und wirkſame.

Eine Heißluftmaſchine, welche nach dieſem Grundſatze gebaut iſt, iſt in Fig. 736 dargeſtellt. Die Anordnung iſt eine ſtehende, und wie bei den Heißluftmaſchinen von Lehmann ſchließt ſich an den Arbeitscylinder C der Feuertopf F direkt an. Die Kolbenſtange des Verdrängers V führt ſich in einer Stopfbüchſe des Arbeitskolbens K, welcher in ähnlicher Weiſe, wie bei der Lehmann'ſchen Maſchine, ſeine Bewegung durch zwei Zugſtangen überträgt. Der Feuertopf F iſt ein Wellblechgefäß mit wagerechter Wellung. Zur Abſtützung der Wellenwände dient die Ummantelung M. Nur der obere Theil des Feuertopfes F wird erwärmt.

und er ist dazu von einem mehrfachen Kranz von Gasbrennern umgeben. Die Aufstellung des Feuertopfes F über dem Arbeitscylinder C hat den Vortheil, daß die heißeste Luftschicht sich durch ihr Bestreben, nach oben aufzusteigen, auch im Zustande der Ruhe der Maschine am entferntesten vom Arbeitskolben lagert. Während der oberste Theil des Feuertopfes erwärmt wird, kann der untere Theil desselben, der sich an den Arbeitscylinder anschließt, als Regenerator benutzt werden. Es können dazu beispielsweise Drahtspiralen in die Wellen dieses Theiles eingelegt und von einem durchbrochenen Metallcylinder U in ihrer Lage gehalten werden. Die erhitzte Luft, welche von dem Verdränger V durch diesen unteren Theil des Feuertopfes hindurchgedrückt wird, giebt einen Theil ihrer Wärme an die Metallmassen dieses Regenerators ab und speichert sie zur Vorwärmung der zurückkehrenden kalten Luft in ihm auf. Zur Kühlung kann in der Doppelwandung des Arbeitscylinders C ein Kühlraum W_1 und in die Doppelwandung des Bodens B, an welchem der Verdränger V befestigt ist, ein Kühlraum W_2 vorgesehen werden. Wenn die Kolbenstange R des Verdrängers als Rohr ausgebildet ist, welches als Taucherkolben in der darunter angeordneten Pumpe D sich bewegt, so wird der Kühlraum W_2 bei veränderlicher Hubbewegung des Verdrängers V zur Regelung der Maschinen dienen können. Je kleiner nämlich der Hub des Verdrängers ist, desto geringer wird die Menge des Wassers sein, welche aus der Pumpe D durch das Rohr R nach dem Kühlraum W_2 gelangt und eine um so geringere Menge von heißer Luft ist auch dann nur zu kühlen. Umgekehrt wird mit wachsender Hubbewegung des Verdrängers eine größere Menge Kühlwassers in der Kammer W_2 erforderlich und ihr auch zugeführt werden.

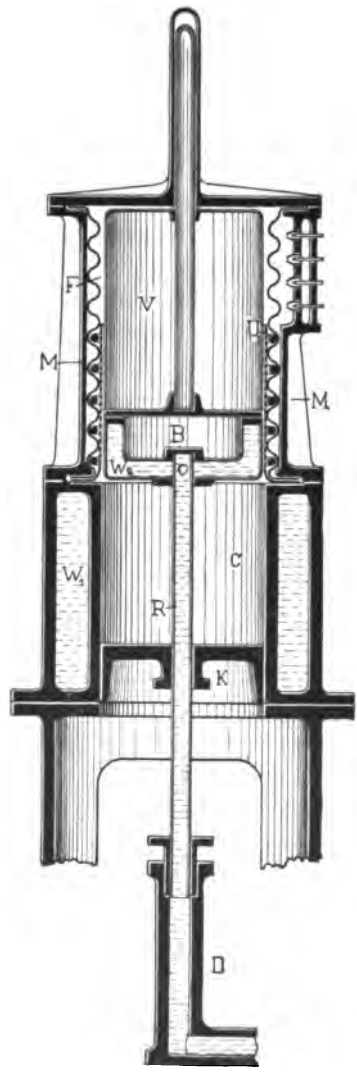


Fig. 786.

3. Die Feuerluftmaschinen.

Es sind dies offene Heißluftmaschinen, bei denen der Verbrennungsraum der Feuerung luftdicht abgeschlossen ist. Entgegen dieser geschlossenen Anordnung der Feuerung ist die Maschine selbst eine offene. Es wird auch nicht in ihr eine

bestimmte Luftmenge erwärmt und wieder abgekühlt, es
dehnungsfähigkeit der Heizgase selbst benutzt, um den Arbei
Die Maschine besteht aus einer Luftpumpe zum Ansaugen
einer Feuerung und dem Arbeitscylinder, dessen Kolbenbeweg
mechanismus übertragen wird.

Der Benier'sche Motor ist, wie ihn Fig. 737 bis
meisten verbreitetste Feuerluftmaschine*). Der Arbeitscylinder
luftmaschine direkt auf den Feuerraum F aufgesetzt, Cylinder
einen zusammenhängenden eisernen Körper, der unter dem Arb
Brennstoff muß deshalb in einer Weise zugeführt werden, da
Feuerung sich nicht nothwendig macht. Der Füllschacht ist zu d
eines Schiebers S verschlossen, der durch Vermittelung des
und hergehende Bewegung vor der Füllschachtöffnung macht
bewegt sich dabei unterhalb der Deckplatte D, sodaß Brennstoff
nicht direkt aufgegeben werden kann. Er hat aber eine Oeffnun
Vorwärtsbewegung über den Deckel D hinaus gelangt. In
gleitete in Stückchen Coaks von der Platte R, auf welche es der
herunterfallen lassen, in die Oeffnung des Schiebers hinein.
Bewegung des Schiebers mitgenommen, bis es vor die Oeffnung d
gelangt. Erst jetzt fällt das Coaksstückchen bei geschlossenem Feue
Füllschacht in die Feuerung. Zur Schonung der Eisenwände i
mit einem Graphitring ausgekleidet. Der Zutheiler N besteht au
mit vier Greifern, welche durch einen trichterförmigen Vorratsra
Brenncoaks hindurchstreichen, dabei je ein Stückchen Coaks aufneh
von der höchsten Stelle aus auf die Platte R herniederfallen lasse

Die Luftmenge, die zur Verbrennung nöthig ist, wird mit Hü
pumpe A unterhalb des Rostes in den Feuerraum eingepreßt. Sie
aufgestellt, und es sind alle Verbindungsröhren vermieden, damit d
Räume auf das äußerste beschränkt werden. Die Luft wird von d
in den Schieberkasten gedrückt und von einem Vertheilungsschieber zu
der Feuerung zum anderen Theil direkt dem Arbeitscylinder zugeführt.
Cylinderhöhe ist der Cylinder von einem ringförmigen Kanal E um
wird ein kleinerer Theil der Luft durch die Luftpumpe in den Cylinder
Der Arbeitskolben ist besonders lang und führt sich nur mit seiner ob
an der Cylinderwandung, die untere Hälfte des Cylinders hat einen
geringeren Durchmesser. In diesen Zwischenraum zwischen Kolben und
mündet der Ringkanal E. Es umspült nun von dieser Stelle aus die
die untere Hälfte des Cylinders und wirkt dabei in dreifacher Weise
Zunächst verhindert sie das Eindringen von Asche zwischen Kolben un
Dann kühlt sie sowohl den unteren Theil des langen Kolbens, als au
Cylinders, sodaß an dem oberen Theil desselben nur wenig Sch

*) Die Angaben über diese Feuerluftmaschine sind einem Vortrage
entnommen, welcher in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure,
wiedergegeben ist.

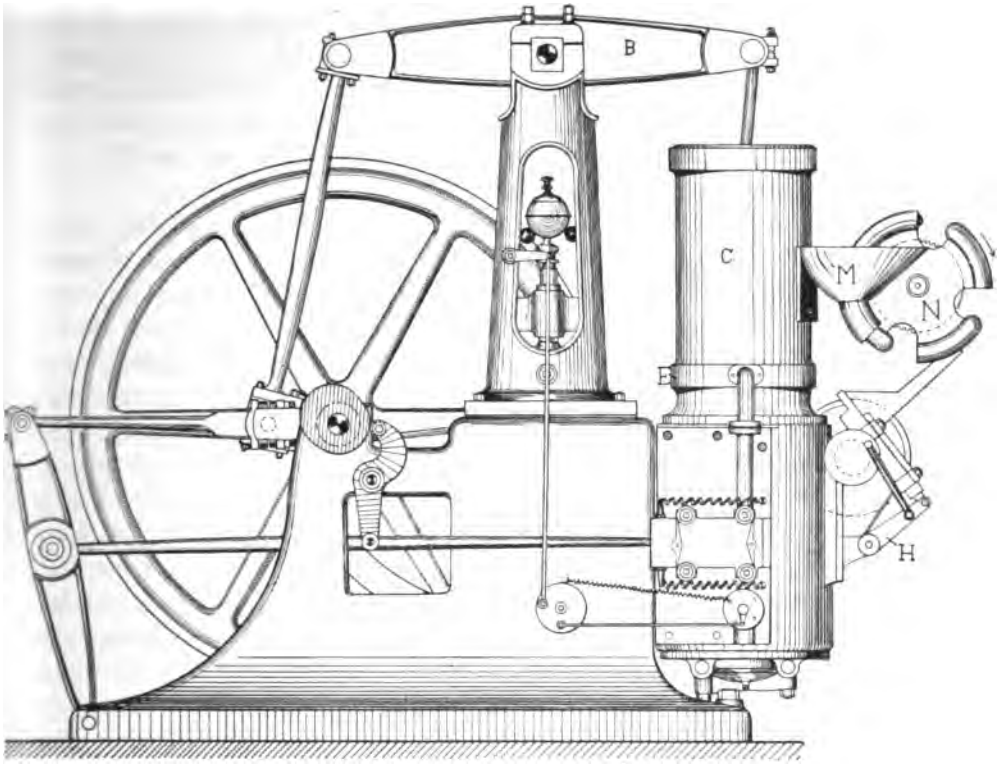


Fig. 787.

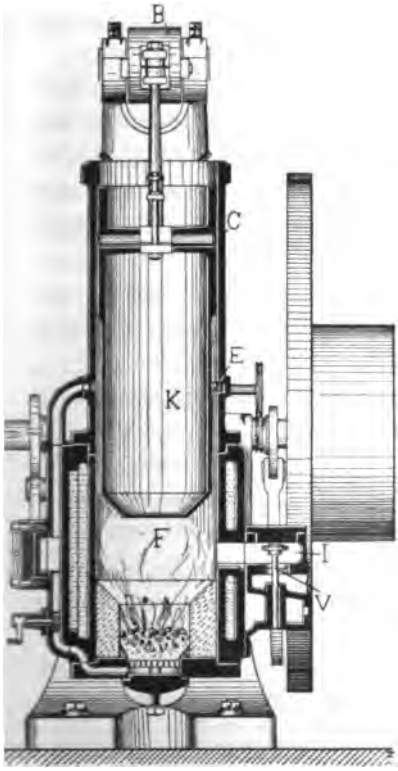


Fig. 788.

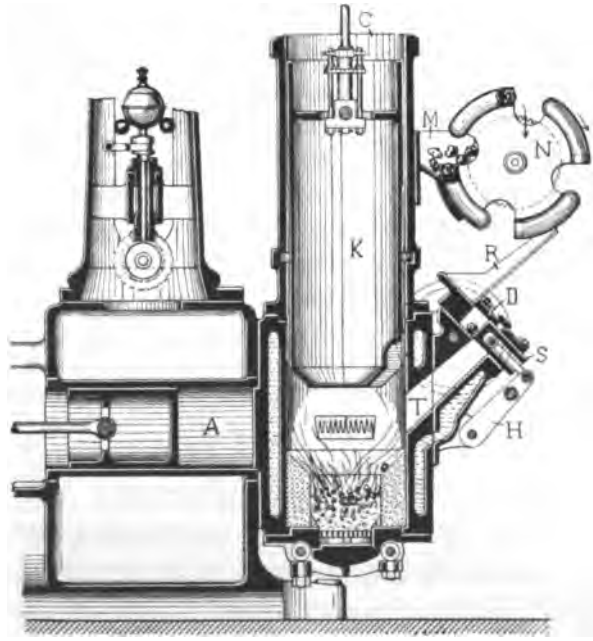


Fig. 789.

erforderlich wird, obgleich heiße Feuergase auf die Kolbenfläche wirken. Endlich dichtet die Luft den Kolben, insofern kalte Luft viel weniger leicht durch schmale Oeffnungen entweicht, als heiße und deshalb dünne Luft. Welchen Werth dieser sogenannte Luftraum hat, geht aus der Thatsache hervor, daß nach Abstellung der Luftzuführung der Kolben in einigen Minuten fest brennt, weil kein Schmiermaterial der Hitze der Feuergase widersteht.

Der Arbeitsverlauf bei dem Benier-Motor ist nun folgender: Kurz bevor der Arbeitskolben seine tiefste Stellung erreicht hat, also etwa 4 mm oberhalb derselben, schließt sich das Auslaß-Ventil V für die Abgase, welches in einem Kanal I seitlich von dem Feuerraum angeordnet ist. Zu gleicher Zeit beginnt auch der Luftübertritt von der Luftpumpe in den Arbeitscylinder. Umgekehrt wird kurz bevor der Arbeitskolben seine höchste Stellung einnimmt, und zwar 4 mm vorher das Auslaß-Ventil V für die Abgase sich öffnen und diese ausströmen lassen. Unmittelbar darauf saugt die Luftpumpe von Neuem frische Luft an.

Die Theilung der Luft, welche der Maschine zugeführt wird, in zwei Theile, ermöglicht gleichzeitig eine wirksame Regelung des Ganges. Von dem Regulator wird bei zu schnellem Gange der Maschine der Vertheilungsschieber für die Luft so gesteuert, daß mehr Luft nach oben an den Cylinder und weniger in die Feuerung gelangt. Durch Verringerung der Luftzufuhr nach der Feuerung wird aber deren Wirkung verringert und dadurch die Umlaufgeschwindigkeit der Maschine wieder auf eine bestimmte Größe gebracht.

Die Ingangsetzung der Maschine ist eine einfache und erfordert etwa zehn Minuten Zeit. Auf dem Rost wird ein Holzkohlenfeuer gemacht und alsdann das Schwungrad angedreht. Der Motor fängt sofort an zu laufen und bläst sich das Feuer selbst an. In etwa zehn Minuten entwickelt er seine volle Kraft.

Nach Versuchen von Prof. Slaby verbraucht der Benier-Motor ungefähr 1,60 kg Coaks für eine Pferdekraftstunde. Der Kühlwasserverbrauch beträgt für einen vierpferdigen Motor $3\frac{1}{2}$ cbm in zehn Stunden bei voller Belastung. Unter Berücksichtigung dieser Kühlwassermenge, sowie des Verbrauchs an Schmieröl und der Abnutzung der Graphitausfütterung berechnen sich die Kosten eines Motors von 4 Pferdestärken auf 4,4 Pfg. für die Pferdekraftstunde.

Es werden Benier-Motore bis zu 100 Pferdestärken gebaut. Solche von einer Leistung von 15—20 Pferdestärken sollen zum Betrieb von elektrischen Betriebsanlagen mit Erfolg zur Anwendung kommen.

Ueber den Brennstoffverbrauch der verschiedenen Heißluftmaschinen macht Lueger*) die nachstehenden Angaben:

Brennstoffverbrauch für eine Pferdekraftstunde.

Nach Versuchen von	Heißluftmaschine von	kg	Kohlensorte
Brauer und Slaby	Aeltere liegende Lehmann'sche Maschine	4—7	Zwickauer Steinkohle
Schöttler	Ridermaschine von 2—3 Pferdestärken	11—12	Böhmische Braunkohle
		5,5—6	Gascoaks
Slaby	Beniermaschine von 4 Pferdestärken	2,4	"

*) Lueger, „Lexikon der gesammten Technik".

Wie oben angeführt wurde, ist nach anderen Versuchen von Prof. Slaby der Verbrauch des Benier-Motors bei größeren Maschinen noch geringer und der Coaksverbrauch soll bis auf ein Kilo für die Stunde Pferdekraft sinken.

Die Heißluftmaschinen, welche nur durch Erwärmung der Luft, die unter dem Kolben des Cylinders sich befindet, betrieben werden, werden für große Arbeitsleistungen nicht gebaut. Die Abmessungen dieser Maschine werden zu groß, wenn man sie für größere Leistungen bauen wollte.

Die Gasmaschinen.

Als Gasmotoren bezeichnen wir Wärme-Motoren, bei denen die Gase, welche durch Vergasung eines festen oder eines flüssigen Körpers entstehen, zur Verbrennung kommen. Die Verbrennungsprodukte bilden hierbei selbst das Mittel zur Verschiebung des Kolbens. Es sind sonach die Gasmaschinen offene Heißluftmaschinen mit geschlossener Feuerung. Für solche Maschinen kann das Leuchtgas, welches aus Steinkohlen oder Oel gewonnen wird, benutzt werden, oder das Acetylengas, Generatorgas, Wassergas, Hochofengas u. s. w. Von den flüssigen Brennstoffen, welche für die Gasmaschinen in Frage kommen, sind das Petroleum und seine Destillate zu nennen, dann Benzin, Ligroin und dergleichen, ferner Solaröl und Spiritus.

Zuerst waren es die Gasmotoren, welche mit Leuchtgas und dergleichen betrieben wurden, die der Dampfmaschine Concurrenz boten. Das Leuchtgas stand in den Städten, die Gasanstalten hatten, als fertiges Gas von bestimmter Eigenschaft zur Verfügung. Es konnte an jeder Stelle in der Stadt zugeleitet werden und war deshalb ein bequemes Mittel zum Betriebe von Motoren. Da die Aufstellung von Dampfmaschinenanlagen, wegen des dazu gehörigen Dampfkessels mit Schwierigkeiten verbunden war, so war man lange bemüht, für das kleine Gewerbe einen Motor herzustellen, der unabhängig von einer Dampfkesselanlage ist. Die Gaskraftmaschine war bestimmt, diese Lücke auszufüllen. Das Leuchtgas war in den Städten ein bequemer, zugänglicher und reinlicher Brennstoff und die Gaskraftmaschine, die mit diesem Brennstoff betrieben werden sollte, bot noch den Vorzug, daß sie ohne einer Anheizperiode zu bedürfen, sofort in Betrieb gesetzt werden konnte, sobald die Zündflamme angesteckt war. Gerade der kleine Betrieb verlangte einen Motor, der leicht anzustellen und leicht außer Betrieb zu setzen ist. In der kleinen Werkstatt handelt es sich darum, einem durch ungleiche Zwischenpausen unterbrochenen Betrieb Rechnung zu tragen. Die Gaskraftmaschine war dazu besonders geeignet, und sie hat deshalb gerade im kleinen Gewerbe eine ungeheuere Verwendung gefunden.

Da das Leuchtgas nur in Städten mit eigenen Gasanstalten zur Verfügung stand, so war die Gaskraftmaschine nicht ohne Weiteres an anderen Orten zu gebrauchen. Zu der Anlage einer besonderen, ausschließlich für den Betrieb des Motors angelegten Gasanstalt werden sich hauptsächlich nur größere Betriebe veranlaßt sehen. Für den kleinen Betrieb ist die Anlage und der Betrieb eines Gasapparates,

so vorteilhaft er auch arbeitet, mindestens ebenso umständlich, wie die eines Dampfkessels für eine Dampfmaschine.

Die Anwendung von Acetylengas, welches eine eigentliche Gasanstalt überflüssig macht, kommt erst in allerneuester Zeit in Frage. Bei diesen Anlagen ist es aber die Explosionsgefährlichkeit des Gases, die einer allgemeinen Verbreitung noch hindernd im Wege steht.

Aus diesen Gründen ging das Bestreben in der Technik dahin, anstatt des Gases, das aus festen Brennstoffen gewonnen wird, und zu seiner Erzeugung einer umständlichen Anlage bedarf, das Gas flüssiger Brennstoffe zu benutzen. Zur Vergasung der letzteren sind nur einfache Vorkehrungen nothwendig, und es kann deshalb auch überall zur Anwendung kommen. So bildeten sich die Petroleummotoren, die Benzinmotoren, die Spiritusmotoren und dergleichen aus. Die Petroleummotoren haben den Vorzug, daß sie einen verhältnißmäßig billigen Brennstoff verlangen, der überall zu haben ist. Auch die Motoren, bei denen Solaröl benutzt wird, gehören hierher. Diese Motorarten haben aber den Nachtheil, daß der Brennstoff in ihnen nur eine unvollkommene Verbrennung findet, und daß die Verbrennungsprodukte deswegen einen unangenehmen Geruch verbreiten und Niederschläge in der Maschine hinterlassen, welche betriebsstörend wirken. Es werden deshalb den Petroleummotoren, die Benzinmotore und Maschinen, bei welchen andere Petroleumdestillate benutzt werden, vorgezogen. Aus demselben Grunde wird auch der Spiritusmotor gebaut. Der Nachtheil der letztgenannten Motorarten den Petroleummotoren gegenüber besteht namentlich darin, daß der Brennstoff und somit der Betrieb theuer ist.

Die Gaskraftmaschinen.

In welcher Weise bei den Gaskraftmaschinen durch Verbrennung des Gases die treibende Wirkung auf den Kolben der Maschine ausgeübt wird, darüber äußert sich Prof. Schöttler*) etwa wie folgt:

„Eine Mischung von Leuchtgas und Luft verpufft innerhalb des Cylinderraumes nach ihrer Entzündung mit großer Heftigkeit. Die Verpuffung ist ein Zeichen einer sehr schnellen Verbrennung des Leuchtgases. Dabei verbindet sich der Wasserstoff und Kohlenstoff des Gases mit dem Sauerstoff der Luft, und es bildet sich Wasser- und Kohlensäure. Bei diesem Verbrennungsvorgang wird eine große Menge Wärme frei und sie erhöht die Temperatur und die Spannung der Verbrennungsgase beträchtlich über die Anfangstemperatur des Gasgemisches. Die Verpuffung wird am heftigsten sein, wenn Gas und Luft in einem solchen Verhältniß mit einander vermischt werden, daß der ganze vorhandene Wasserstoff und Kohlenstoff gerade so viel Sauerstoff vorfindet, als er zu seiner Verbrennung verbraucht. Wäre Gas im Ueberschuß vorhanden, dann blieb ein Theil desselben unverbrannt, und es würde weniger Wärme entwickelt werden, als thatsächlich zur Verfügung steht. Wäre umgekehrt zu viel Luft in dem Gasgemisch, so würde

*) Schöttler's Abhandlung in Lueger: „Lexikon der gesammten Technik IV."

zwar bei der Verbrennung alle vorhandene Wärme frei, aber sie würde zum Theil dazu verbraucht, den Ueberschuß von Luft mit zu erwärmen und diese Wärme würde mit den Verbrennungsprodukten verloren gehen. Trotzdem ist man gezwungen, mit einem gewissen Luftüberschuß zu arbeiten, da man mit der Temperatur- und Spannungserhöhung über gewisse Grenzen nicht hinausgehen kann. Anderseits ist man in der Anwendung eines Luftüberschusses beschränkt, weil eine zu dünne Mischung zu schwer zu entzünden ist und zu schwer verbrennt. Um die Zündfähigkeit des Gemisches zu sichern, muß man weniger Luft nehmen und eine höhere Verbrennungstemperatur erzeugen, als zulässig ist. Die erzielte Temperaturerhöhung wird alsdann dadurch heruntergestimmt, daß der Cylinder künstlich gekühlt wird. Hierbei entsteht ein nicht unbedeutender Verlust an Wärme, weil die zu viel erzeugte Wärme sofort wieder durch das Kühlwasser abgeführt wird. Bisher sind keine Mittel gefunden worden, diesen Wärmeverlust zu vermeiden."

Die Otto'sche Gaskraftmaschine, bei welcher ein Gemisch von Leuchtgas und Luft innerhalb einer Cylindermaschine zur Entzündung gebracht wird, um durch die Ausdehnung des Gasgemisches in Folge seiner Temperaturerhöhung den Arbeitskolben vorwärts zu treiben, ist die erste Gasmaschine, welche eine größere Verbreitung gefunden hat. Die Fabrik von Otto & Langen in Köln hat sich um die Ausbildung und Einführung der Gasmotoren besonders verdient gemacht. Später ist die Fabrik in die Gasmotorenfabrik Deutz in Köln-Deutz umgewandelt worden. Der Otto'sche Gasmotor unterscheidet sich von seinen Vorgängern dadurch:

1. daß das Gasgemisch vor der Entzündung verdichtet wird, wodurch die Maschine kleinere Abmessungen erhalten kann.

2. daß die Zündung in dem Augenblick erfolgt, in welchem die Kurbel in der Totpunktlage sich befindet, wodurch Stöße vermieden werden und größere Kolbengeschwindigkeiten angewendet werden können.

3. daß die Maschine als Viertakt-Maschine arbeitet, d. h. die Maschine wirkt zuerst als Pumpe zum Ansaugen des Gasgemisches, preßt darauf das angesaugte Gasgemisch an der Zündstelle zusammen und sichert dadurch die Zündung eines selbst gasarmen Gemisches. Nun erst, nach erfolgter Zündung, wird der Kolben aufwärts getrieben, um bei der darauf folgenden Rückwärtsbewegung die Verbrennungsprodukte aus dem Cylinder heraus zu drücken. Es kommen also auf eine Zündung 2 Aufwärts- und 2 Abwärts-Bewegungen des Kolbens und aus diesem Grunde wird sie als Viertakt-Maschine bezeichnet.

Der Arbeitsvorgang vollzieht sich dabei in folgender Weise:

Erster Hub. Der Kolben bewegt sich vorwärts, und es wird von ihm ein explosibles Gemenge von Gas und Luft am Boden des Cylinders eingesaugt; man bezeichnet deshalb diese erste Periode als Ansauge-Periode.

Zweiter Hub. Der Kolben bewegt sich rückwärts und drückt das angesaugte Gasgemenge in dem sogenannten Compressionsraume zusammen, der bei der Endstellung des Kolbens zwischen diesem und dem Cylinderboden verbleibt; diese Periode wird als Compressions-Periode bezeichnet.

Dritter Hub. Das Gasgemisch in dem Compressionsraume wird entzündet, während der Kolben seine Endstellung erreicht hat, die Kurbel also ihre innere

Totpunktlage einnimmt. Durch die Kraft der Ausdehnung der entzündeten Gase wird der Arbeitskolben wieder vorwärts getrieben; diese Periode heißt die Arbeits-Periode.

Vierter Hub. Der Kolben bewegt sich zum zweiten Mal rückwärts und drängt die Verbrennungsprodukte der Gase durch das geöffnete Ausströmungsventil in's Freie; diese Periode heißt die Ausströmungs-Periode.

Die Otto'sche Maschine wird als einseitig wirkende Maschine gebaut, und es kommen auf eine Kraftwirkung vier Kolbenhube oder zwei volle Umdrehungen der Kurbelwelle. Die Maschine erfordert darum ein schweres Schwungrad, welches ihren gleichförmigen Gang sichern muß. Die Maschine kann auch als zweiseitige Cylindermaschine gebaut werden, dann hat das Schwungrad weniger zu leisten und es könnte auch kleiner sein. Die Erfahrung hat aber gelehrt, daß der Cylinder solcher Maschinen so heiß wird, daß die Schmierung, wie auch die Bedienung erschwert wird.

Der Otto'sche Gasmotor, wie er als einseitig wirkende Gasmaschine von der Gasmotorenfabrik Deutz in Köln-Deutz gebaut wird, ist in Fig. 740 im Schnitt und in Fig. 741 im Grundriß dargestellt. Bei dieser Ausführungsform ist eine Schiebersteuerung zur Anwendung gekommen. Bei größeren Motoren wird von der Fabrik eine Ventilsteuerung benutzt. Ihrer Form nach ist die Otto'sche Maschine der liegenden Dampfmaschine ähnlich. Der Cylinder C ist an der Geradführung für den Kreuzkopf freihängend angebracht, er ist nur hinten geschlossen. Der Kolben A ist sehr lang, sodaß er an den Cylinderwandungen eine sichere Führung findet. Von dem Arbeitskolben A, der sich in dem Cylinder luftdicht hin- und herbewegt, wird das Gasgemisch angesaugt. Der Cylinder ist länger als der Kolbenhub, und zwar um so viel, daß, wenn der Kolben sich in seiner dem Cylinderboden am nächsten liegenden Stellung befindet, zwischen beiden ein Raum verbleibt, in welchem ein Theil der Verbrennungsprodukte, die bei der vorhergegangenen Verbrennung sich gebildet haben, zurückgehalten wird. Wenn der Kolben nun aus dieser Stellung sich vorwärts bewegt, so wird zu den noch zurückgehaltenen Gasen ein frisches Gemisch von Gas und Luft hinzugesaugt. Diese Mischung giebt zusammen die explosible Ladung der Maschine.

Nach beendigter Saugperiode wird der Kolben durch die lebendige Kraft des Schwungrades in den Cylinder hineingeschoben. Während der Compressions-Periode müssen die Einström- und Ausströmkanäle geschlossen sein. Ist der Kolben am Ende seines Hubes angelangt, so ist zugleich auch die Ladung in dem Compressionsraume am Boden des Cylinders zusammengepreßt. Gerade an der tiefsten Stelle im Cylinder, wo das frische Gasgemisch vorher eingeführt worden ist, wird die Cylinderfüllung am gasreichsten sein müssen, und da in dem Augenblicke, wo der Kolben seine Endstellung erreicht, der Zündschieber die Verbindung des Cylinderinneren mit der Zündflamme herstellt, so erfolgt in diesem Augenblicke die Zündung. Die hohe Spannung, welche das entzündete Gasgemisch hervorruft, schiebt den Arbeitskolben vorwärts, und dieser überträgt während dieser Arbeits- oder Zündperiode die ihm ertheilte Arbeit mittelst der Pleuelstange B auf die Kurbelwelle E.

Es folgt nun die Ausblase-Periode, während der Kolben zurückgeht. Dabei wird das Ausblaseventil, welches bisher selbstthätig geschlossen war, geöffnet und

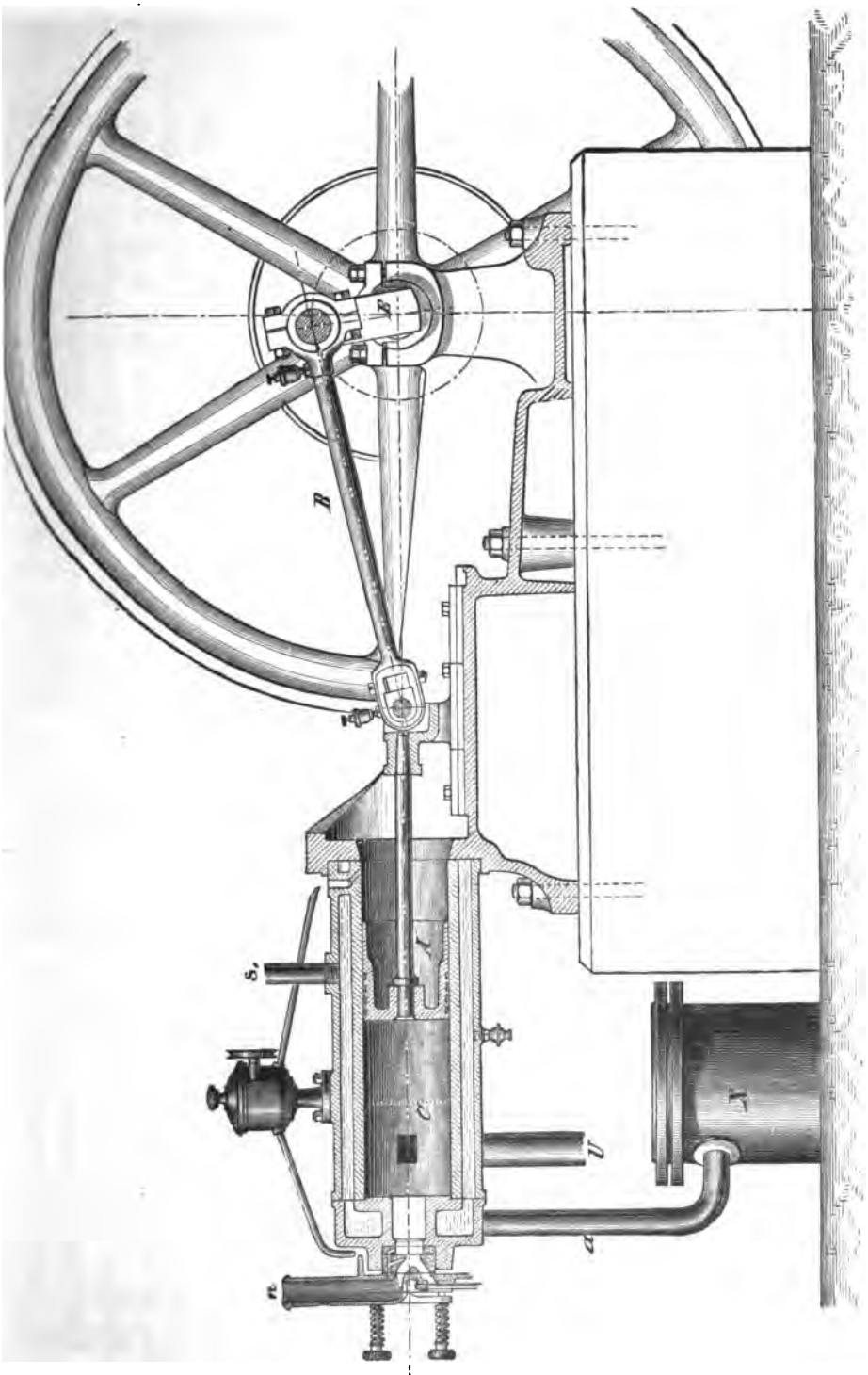


Fig. 740.

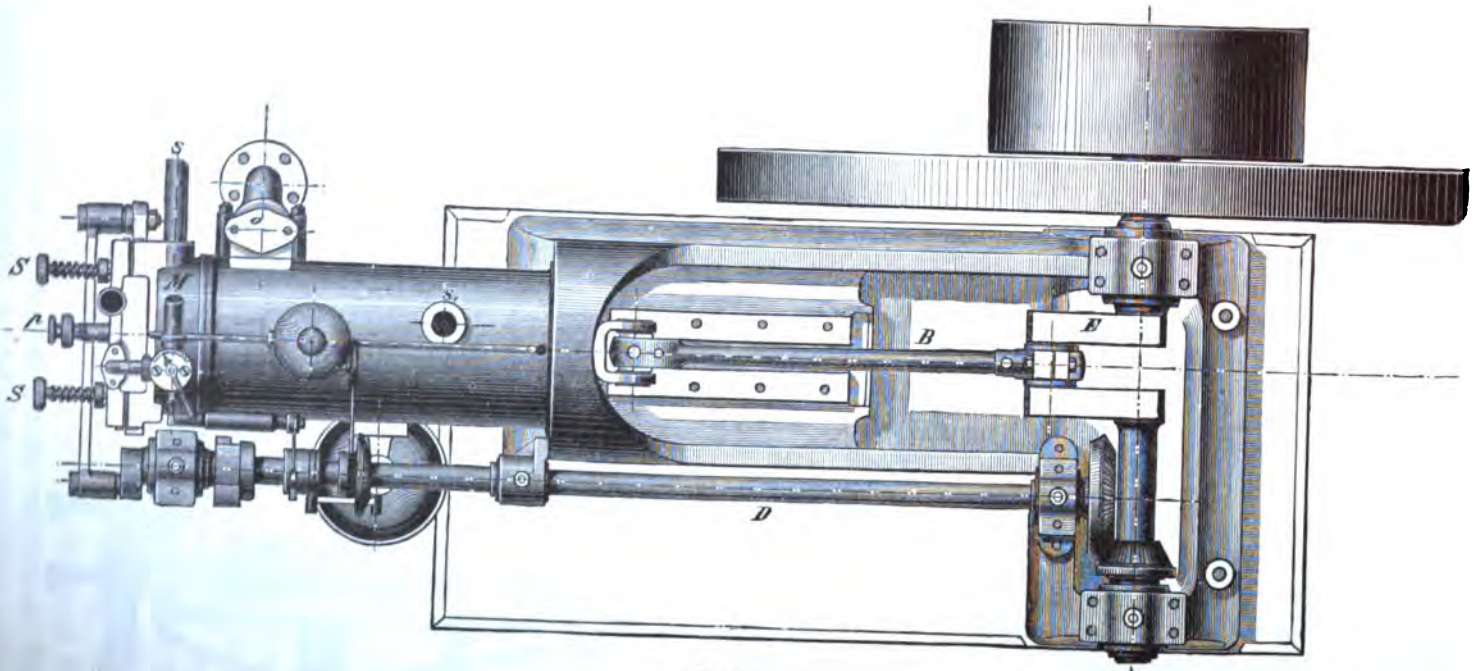


Fig. 741.

gestattet den Austritt der Verbrennungsprodukte aus dem Cylinder, solange der Kolben in seiner Rückwärtsbewegung begriffen ist. Die Kraft, die zu dieser Bewegung des Kolbens nothwendig ist, muß vom Schwungrad aus geleistet werden, dessen lebendige Kraft auch auf die Kolbenbewegung während der nächsten Periode einzuwirken hat. Das Gewicht der Schwungmassen des Schwungrades muß deshalb so groß bestimmt werden, daß für alle Fälle ein genügender Gleichförmigkeitsgrad erzielt wird. Neben der lebendigen Kraft des Schwungrades wird auch durch eine große Kolbengeschwindigkeit bei der Viertaktmaschine darauf gewirkt, daß die Ungleichförmigkeit bei ihrer Kraftentwickelung, welche nur periodisch erfolgt, an der Schwungradwelle sich weniger bemerkbar macht.

„Natürlich*) könnte man auch beide Kolbenseiten benutzen und so die Leistung der Maschine bei regelmäßigerem Gange derselben verdoppeln, aber es würde dann wegen der hohen Temperatur der Verbrennung der Kolben sehr heiß und die Schmierung zu schwierig werden. Bisher haben solche Maschinen keinen Erfolg erringen können. In der Maschine bleiben nach Vollendung jedes Spieles Verbrennungsgase zurück, welche im Vereine mit dem angesaugten Gemisch von Gas und Luft die Ladung bilden. Diese ist durchschnittlich sehr gasarm und deshalb schwer zündfähig. Otto sorgt nun dadurch für eine sichere Zündung, daß er erst nur Luft, dann aber während der zweiten Hälfte des Saughubes reiches Gemisch durch einen ziemlich langen und engen Eintrittskanal ansaugt. Aus diesem werden also alle Rückstände entfernt. Während der Verdichtung tritt nun allerdings im Cylinder eine mehr oder weniger innige Mischung der Ladungsbestandtheile ein, nicht aber in diesem Kanale; sein Inhalt bleibt gasreich, mithin leicht entzündbar. Die Zündung, an dieser Stelle eingeleitet, ist also kräftig und sichert schnelle Verbrennung der Ladung, die ohne diese Einrichtung nur langsam verbrennen würde."

Als Steuerorgan der dargestellten Maschine wird der Schieber benutzt. Alle äußeren Steuerungstheile erhalten ihre Bewegung von der Steuerwelle D, welche parallel zum Cylinder gelagert ist und von der Kurbelwelle E aus mittelst eines Kegelräderpaares angetrieben wird. Das Uebersetzungsverhältniß dieser Kegelräder ist dabei so gewählt, daß die Steuerwelle soviel Umdrehungen macht als die Kurbelwelle. Senkrecht zur Achse des Cylinders ist am Boden des Cylinders, an dem sogenannten Cylinderkopf — wie Fig. 742 und 743 erkennen lassen —

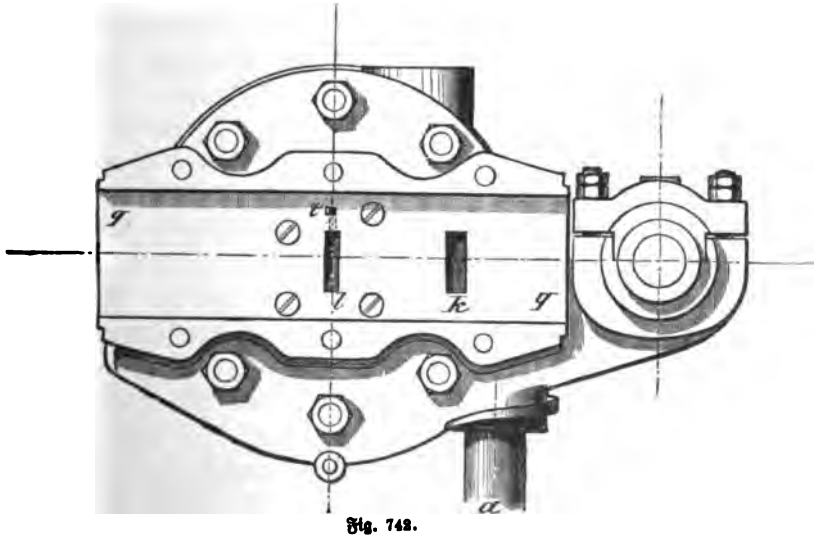


Fig. 742.

eine Gleitfläche q vorgesehen, auf welcher der Steuerungs- oder Zündschieber F seine gleitende Bewegung macht. Diese Bewegung wird durch die Schubstange G veranlaßt, die einerseits an dem Kurbelzapfen m der Steuerwelle D, anderseits

*) Lueger, „Lexikon der gesammten Technik IV".

an dem Schieber F angreift. Die Schiebergleitfläche q besteht aus einer Bronceplatte, welche an den Cylinderkopf abnehmbar befestigt ist. Gegen diese Gleit-

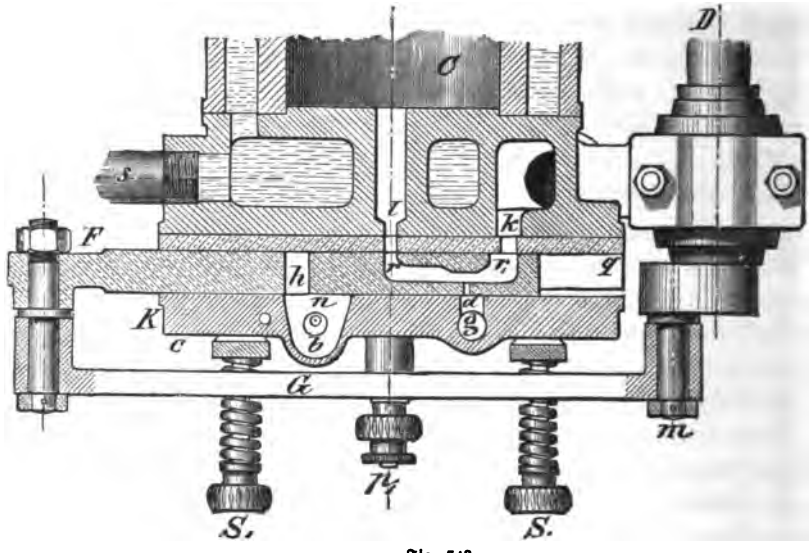


Fig. 743.

fläche wird der Schieber F durch den Schieberdeckel K angepreßt, welcher unter Wirkung der Schraubenfedern S_1 steht.

Durch die Mitte des Cylinderkopfes und die Schiebergleitfläche geht der Einströmungskanal l hindurch. Seitlich von diesem wird die Schiebergleitfläche von dem Luftkanal k durchdrungen, der nach dem Saugrohr für die Luft führt. Der Schieber F ist mit zwei entsprechenden Oeffnungen r und r_1 versehen, welche durch einen Kanal innerhalb des Schiebers mit einander verbunden sind. Dieser Kanal steht durch die kleine Oeffnung d bei der gezeichneten Stellung mit dem Gaszuführungskanal g in Verbindung, der in dem Schieberdeckel vorgesehen ist. Beim Beginne der Saug-Periode steht der Schieber so, daß die Schieberöffnung r den Einströmungskanal l zu öffnen beginnt und den Zutritt frischer Luft aus dem Saugrohr a durch den Luftkanal k gestattet. Zugleich tritt das Gas aus dem Gaskanal g durch die Oeffnung d in den Schieberkanal r r_1 ein. Weil sich in diesem Kanal Luft und Gas mischen, wird er als **Mischungskanal** bezeichnet. Das Gasluftgemisch wird aus dem Mischungskanal durch den Einströmungskanal l in den Cylinder C eingesaugt. Mit Beginn der nun folgenden Compressions-Periode soll der Schieber F soweit verschoben sein, daß er den Einströmungskanal l vollständig verschließt.

Wie schon der Grundriß Fig. 743, im Besonderen aber der Schnitt Fig. 744 und die Ansicht Fig. 745 zeigen, hat der Schieber F nächst dem Mischungskanal eine Aussparung h, die als Schiebermulde bezeichnet wird. In der gezeichneten Stellung steht diese vor dem Kamin n, in welchem die Kaminflamme b brennt. Eine zweite Flamme, die Schieberflamme, brennt in der Schiebermulde h. Sie wird durch die Gasleituug c und den rinnenförmigen kleinen Kanal o des

Schieberdeckels K und die Bohrung i in dem Schieber selbst gespeist. Sie entzündet sich nur, wenn die Schiebermulde h den Kamin n passirt, und brennt so lange, bis erstere mit dem Einströmungskanal l des Cylinders sich deckt und das Gasgemisch in demselben entzündet. In diesem Augenblicke ist die Bohrung i des Schiebers über das Ende der Gaszuführungsrinne o in dem Schieberdeckel hinausgetreten. In demselben Augenblicke aber wird durch eine Oeffnung t in der Gleitfläche des Schiebers die Verbindung der Schiebermulde h mit dem im Cylinder befindlichen comprimirten Gasgemenge hergestellt. Die Schieberflamme wird nunmehr von dem Gasgemenge in dem Cylinder gespeist und es kann in dem Augenblicke, wo die Schiebermulde h über den Einströmkanal l tritt, das Gasgemenge entzünden. Die Zündung setzt sich durch den Kanal l bis in das Cylinderinnere fort und erzeugt mit der Ausdehnung der verbrennenden Gase die Spannung, durch welche der Arbeitskolben vorwärts getrieben wird. Kurz vor Beendigung

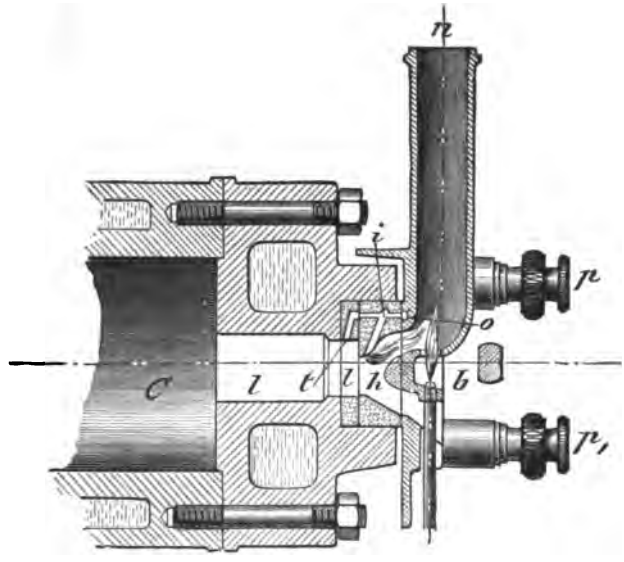


Fig. 744.

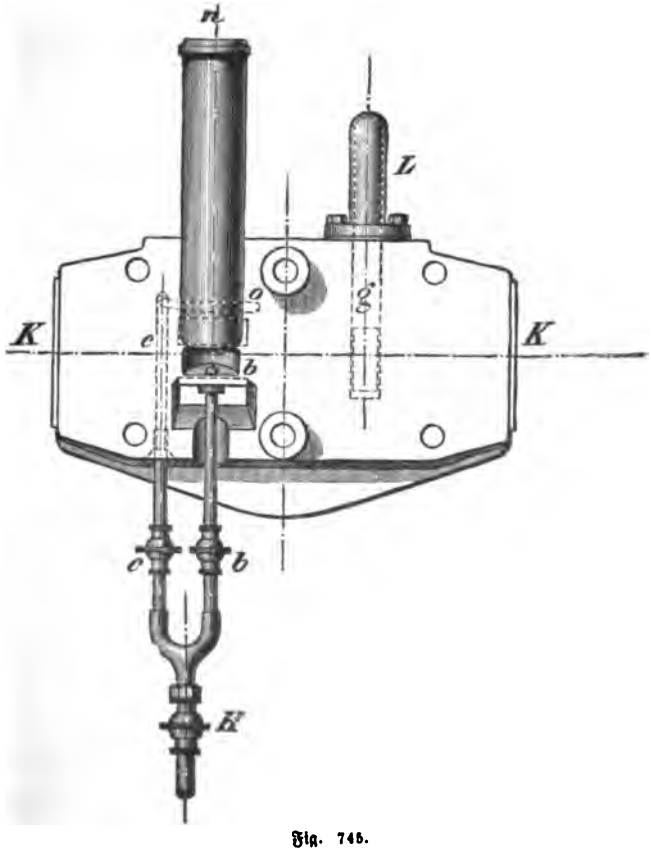


Fig. 745.

dieſer Arbeits-Periode öffnet, wie Fig. 746 zeigt, ein Nocken f, der auf der Steuerwelle befeſtigt iſt, mittelſt des zweiarmigen Hebels n das Ausſtrömungsventil e

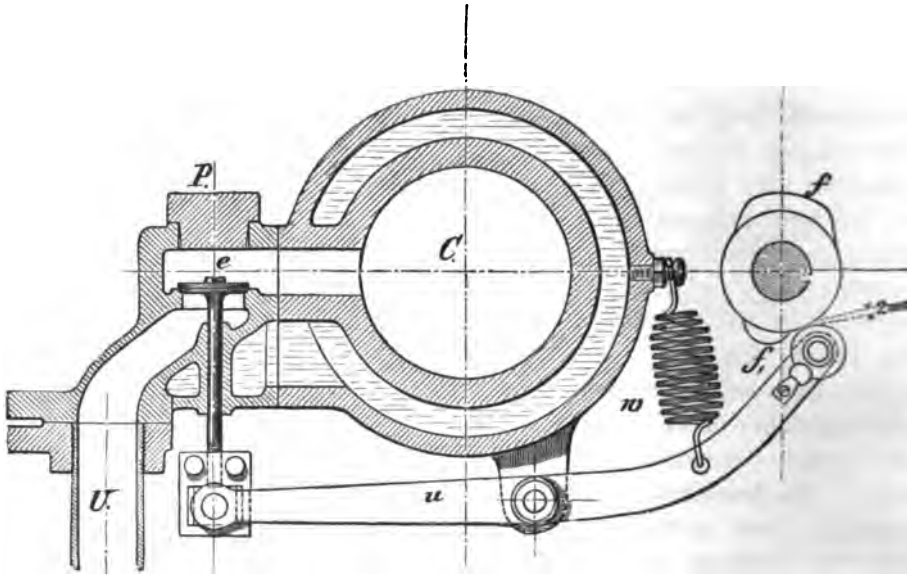


Fig. 746.

und hält dieſes bis zu Ende der Ausſtrömungs-Periode offen, dann aber ſchließt ſich das Ventil unter Wirkung der Feder w.

Wir haben bereits erfahren, daß bei der Verbrennung der Gaſe eine ſo hohe Temperatur entwickelt wird, daß die Cylinderwandungen für die Kolbenbewegung zu heiß werden, wenn nicht für ihre Kühlung geſorgt wird. Gekühlt wird die Cylinderwandung mittelſt Waſſer. Es iſt dazu nicht nur, wie Fig. 740 erkennen läßt, die Cylinderwandung von einem Hohlraum umgeben, ſondern auch, wie Fig. 743 und 744 zeigen, der Cylinderkopf. Dieſe Hohlräume ſtehen unter einander in Verbindung, ſodaß das Waſſer, welches durch das Rohr s — Fig. 743 — in den Cylinderkopf eingeführt wird, die Cylinderwandung umkreiſt und an der entgegengeſetzten Seite abſtrömt.

Je nach dem Kraftbedarf wird die Gaszuführung von einem Regulator geregelt, deſſen Anordnung aus Fig. 747 hervorgeht. Das Gas kann durch das Regulirventil Z und den Krümmer L in den Gaszuführungskanal geleitet werden. Bei normaler Regulatorſtellung öffnet der Einlaßnocken f vermittelſt des Hebelarmes v das Regulirventil Z ſo weit, daß die erforderliche Gasmenge hindurchſtrömen kann. Bei geringerer Inanſpruchnahme des Gasmotors läuft dieſer und mit ihm der Regulator ſchneller, der nunmehr durch den Ausſchlag ſeiner Gewichte eine anſteigende Bewegung macht, welche durch einen Winkelhebel der Hülſe mitgetheilt wird, die den Einlaßnocken z trägt. Die Hülſe wird dabei auf der Steuerwelle D verſchoben und die Bahn des Einlaßnockens dadurch nach der

Seite verlegt. Bei einer Verschiebung von bestimmter Größe wird der Einlaßnocken mit dem Hebelarm v nicht mehr in Eingriff genommen, es bleibt in Folge dessen das Regulirventil Z geschlossen und die Gaseinströmung unterbrochen.

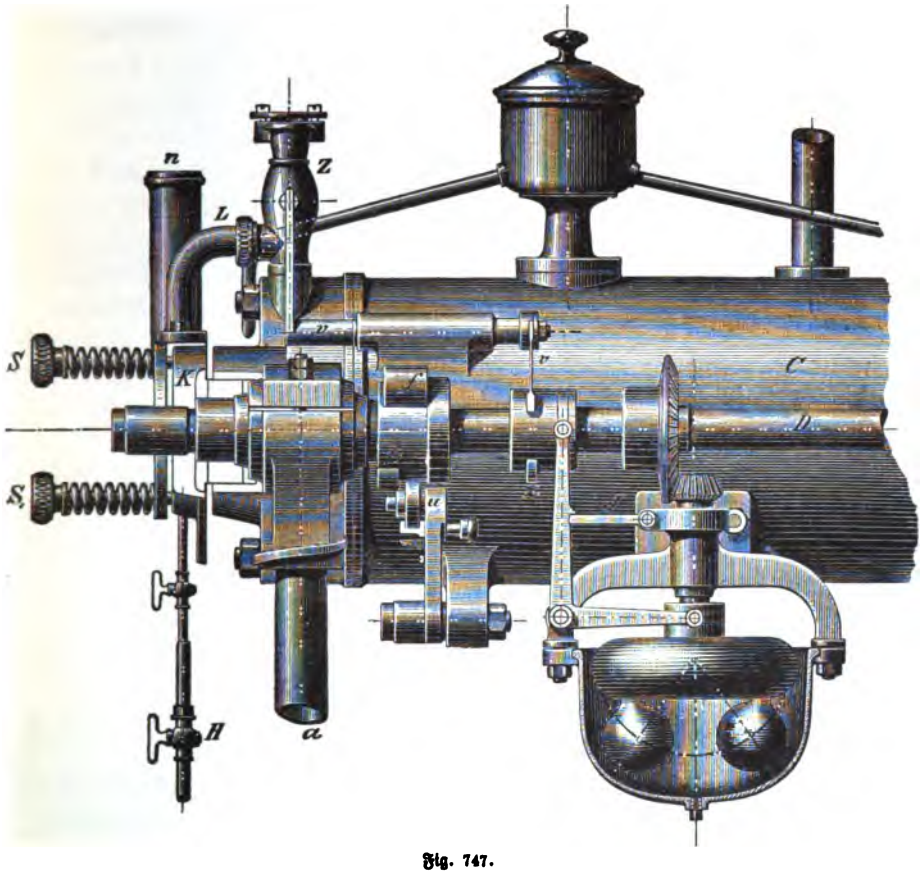


Fig. 747.

Hiermit setzt aber die Zündung aus, bis der Motor eine geringere Geschwindigkeit angenommen hat und mit ihm der Regulator. Letzterer bewegt sich bei langsamerem Gange abwärts und verschiebt dabei vermittelst eines Winkelhebels den Einlaßnocken z so weit, daß dieser den Hebelarm v wieder anzuheben im Stande ist. Wird der Motor ganz abgestellt, so sinkt der Regulator noch tiefer und verschiebt durch Vermittelung des Winkelhebels den Einlaßnocken z nach der entgegengesetzten Seite, bis dieser den Hebelarm v nicht mehr erfassen kann. Hierdurch soll verhindert werden, daß bei zufälligem Stillstande des Motors der Hebel v auf dem Einlaßnocken z stehen bleibt, weil dann das Regulirventil Z offen bleiben und das Gas nach der Maschine entströmen würde.

Der Gasmotor wird dadurch in Gang gesetzt, daß man das Gaseinlaßventil öffnet, die Kaminflamme anzündet und das Schwungrad andreht. Bei größeren

Maschinen ist es nicht immer möglich, das Schwungrad von Hand anzudrehen, und es müssen deshalb für solche Fälle besondere Vorrichtungen vorgesehen werden, durch welche das Schwungrad in Umdrehung gesetzt werden kann. Weil das Andrehen des Motors über die Compressions-Periode hinaus dauern kann, so ist eine Einrichtung getroffen, durch welche das Ausströmungsventil e einen Augenblick während der Compressions-Periode geöffnet wird und einen Theil des Gasgemenges entweichen läßt. Dadurch wird die Compression verringert und das Andrehen des Motors erleichtert. Zu diesem Zwecke trägt die Steuerwelle außer dem Nocken f — Fig. 746 —, der das Ausströmungsventil steuert, einen zweiten seitlich gegen diesen versetzten Auslaßnocken f_1. Vor dem Andrehen des Motors wird nun die Rolle an dem Ende des Hebels u, welche sich gegen den Nocken legt, seitlich so weit verschoben, daß sie in den Bereich des Einlaßnockens f_1 kommt, wodurch das Auslaßventil e während der Compression sich öffnet und Gas entweichen läßt. Es darf dabei nur so viel Gas entweichen, daß das Gemisch des Cylinders hinreichend entzündbar wird, um den Motor in Gang zu setzen. Sobald dies geschehen ist, wird die Rolle am Ende des Hebels u wieder in ihre Anfangsstellung zurückgeschoben, sodaß sie in ihre Betriebsstellung, in den Bereich des Nockens f gelangt.

Die Gasmotoren werden sowohl als stehende, wie als liegende Maschinen gebaut, stets aber werden sie als einseitig wirkende Maschinen ausgeführt. Man muß deshalb, wenn man ihren Gleichförmigkeitsgrad erhöhen will, ohne dem Schwungrad zu große Abmessungen geben zu müssen, die Maschine als Zwillingsmotor ausführen. Bei einseitig wirkenden Maschinen kann man auch an Stelle eines Schwungrades deren zwei benutzen, und zwar an jedem Ende der Kurbelwelle eines.

Gasmotoren mit Ventilsteuerung.

Die Gasmotorenfabrik Deutz in Köln-Deutz wendet bei größeren Motoren als inneres Steuerorgan das Ventil an. Die Ventilsteuerung dieser Fabrik ist in Fig. 748 dargestellt. Das Einlaßventil F für das Gasluftgemisch wird mittelst des Winkelhebels n n von einem Nocken m gesteuert, der auf der Steuerwelle befestigt ist. Seitlich neben dem Cylinderkopf ist das Regulirventil Z für die Gasleitung angeordnet. Letzteres wird durch Vermittelung der Hebel v v von dem Regulirnocken z, der ebenfalls auf der Steuerwelle befestigt ist, bethätigt. Das Gas, welches durch das Regulirventil hindurchgeleitet wird, gelangt darauf in ein nach unten erweitertes Rohrstück, dessen untere Mündung von einer ebenen, runden Platte so weit abgeschlossen ist, daß das Gas nur durch eine Spalte am Umfange dieses Rohrstückes austreten kann. Diese Gasausströmöffnung liegt innerhalb des Rohres a, durch welches die frische Luft zugeführt wird. Dadurch mischt sich die Luft mit dem aus dem Spalt austretenden Gas an dem ganzen Umfange innig und das Gasluftgemisch gelangt durch den Mischungskanal k zu dem Einlaßventil F. Das Einlaßventil behält seine gleichmäßige Bewegung bei, auch wenn das Regulirventil Z durch die Stellung des Regulators geschlossen bleibt und kein Gas eintreten kann.

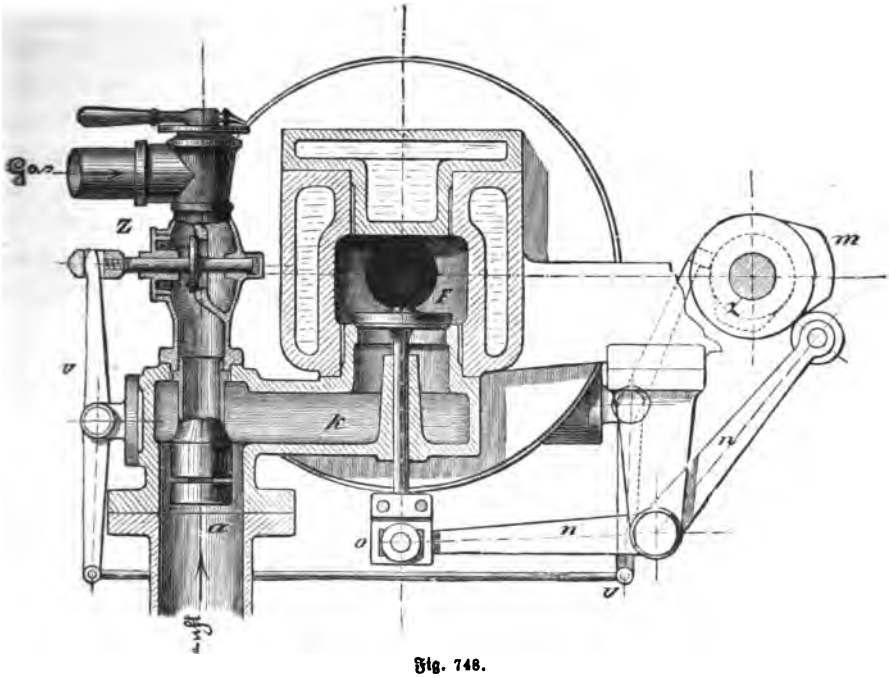


Fig. 748.

Hinter dem Ventilgehäuse ist an dem Cylinderkopf senkrecht zur Achse des Cylinders ein kleiner Schieber angebracht. Er dient ausschließlich dazu, die Zündung zu bewerkstelligen.

Bei den neueren Maschinen, welche die Fabrik baut, wird die Ventilsteuerung entsprechend Fig. 749 bis 751 ausgeführt. Das Luftgasgemisch wird in dem Gehäuse des Einlaßventils C gebildet, welches in dem Cylinderkopf seitlich ein-

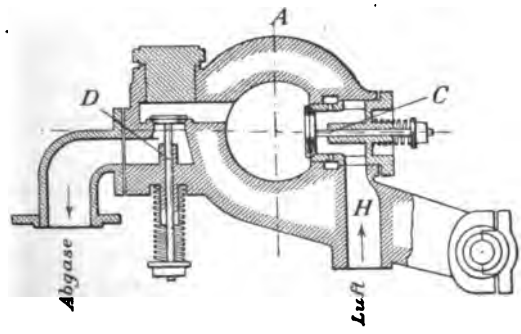


Fig. 749.

gesetzt ist. Die Luft strömt durch die Leitung H, das Gas aus der Gasleitung durch den Gashahn und das Gasventil F dem Ventilgehäuse zu. Die Gasleitung

mündet in einen ringförmigen Kanal des Ventilgehäuses und wird durch eine große Anzahl von Löchern an dem Umfange des letzteren eingelassen. Das Gasluftgemisch tritt alsdann durch das Einströmventil in den Cylinder.

Die Bewegung der äußeren Steuertheile erfolgt von der Steuerwelle i aus, die parallel zum Cylinder lagert und vermittelst der Kurbelwelle durch Schneckenräder angetrieben wird. Die Steuerwelle trägt die Nockenscheiben, welche die Steuerhebel bewegen. So wird das Ausströmungsventil D von dem Nocken d durch den Hebel d_1 bethätigt, das Einströmventil C durch den

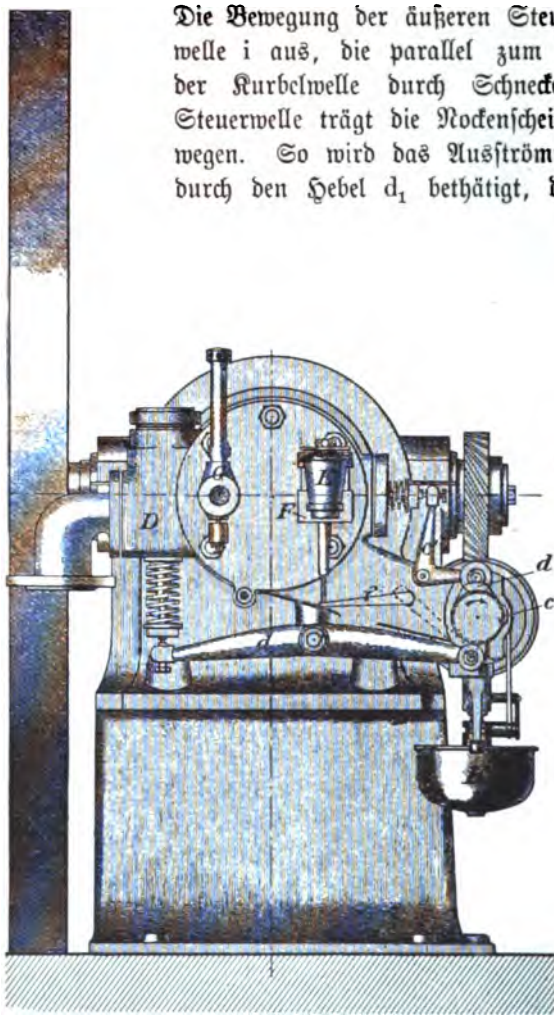


Fig. 750.

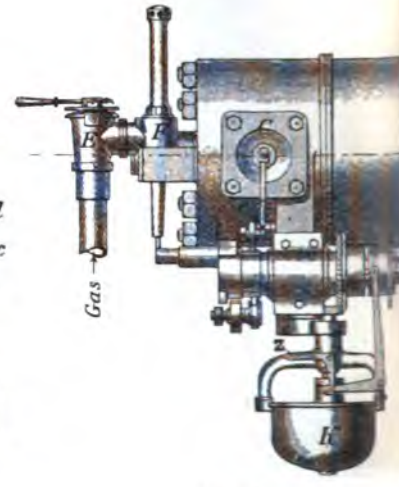


Fig. 751.

Nocken c mittelst des Hebels c_1 und das Gasventil F durch den Nocken f mittelst des Hebels f_1.

Der Nocken f wird zur Regulirung der Geschwindigkeit von dem Regulator K in der oben beschriebenen Weise verstellt. Die Regulirung geschieht dabei entweder wie dort durch den Ausfall einer ganzen Gasfüllung oder, wenn ein ein besonders hoher Gleichförmigkeitsgrad für den Gang der Maschine verlangt wird, durch Veränderungen des Gasreichthums der Gasleitung. Im letzteren

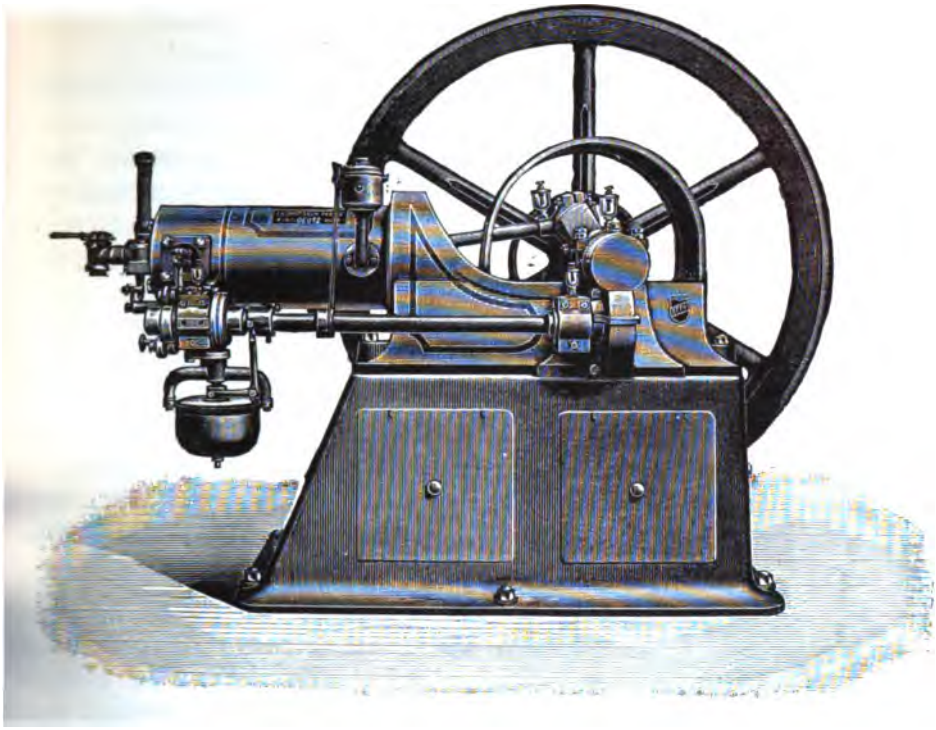


Fig. 752.

Falle wird ein Nocken f mit schräger Auflauffläche verwendet, der von dem Regulator eingestellt wird, sodaß das Gasventil sich dementsprechend mehr oder weniger öffnet.

Fig. 752 giebt eine bildliche Darstellung dieses Motors.

Die Zündvorrichtung für Gasmaschinen. Außer der direkten Flammenzündung, welche wir bei dem Otto'schen Motor besprochen haben, wird auch die elektrische Zündung und die Glührohrzündung angewendet. Die elektrischen Zündungen sind nur noch in ganz besonderen Fällen bei Gasmotoren in Gebrauch. Sie beruhen, wie bekannt, darauf, einen elektrischen Funken, welcher von einem zum anderen Pol einer Leitung überspringt, zur Zündung des Gasgemisches zu benutzen. Es erübrigt sich, auf diese bekannte Einrichtung hier einzugehen. Anders ist es mit der Glührohrzündung; diese ist direkt für die Gasmaschine entstanden und wird heute fast allgemein benutzt.

Die Glührohrzündung besteht aus einem Rohr, das an einem Ende geschlossen ist. Das Rohr wird durch eine besondere Gasflamme glühend gemacht und entzündet die Ladung des Cylinders, soweit diese mit den glühenden Wänden des Zündrohres in Verbindung gebracht wird. Man unterscheidet zwei Arten von Glührohrzündungen und zwar:

1. die offene Glührohrzündung, bei welcher das Glührohr mit dem Arbeitscylinder der Maschine in dauernder Verbindung steht, und

2. die gesteuerte Glührohrzündung, bei welcher die Verbindung zwischen Glührohr und Arbeitscylinder nur zeitweise hergestellt wird.

Ueber die Wirkung der Glührohrzündungen äußert sich E. Meyer*) in Hannover: „Man hat angenommen, daß bei gesteuerter Glührohrzündung die Zündung sicherer in derselben Zeit erfolgt, als bei offener Glührohrzündung. Man glaubte, daß der Beginn der Zündung unter der Voraussetzung, daß die Glühzone stets an derselben Stelle sich befindet, nur von der Höhe der Compression abhängt und stets gleich bleibt, wenn diese sich nicht ändert. Es hängt aber der Beginn der Zündung auch wesentlich von der Zusammensetzung des Gasgemisches, von der Geschwindigkeit der Maschine und von dem Grade der Erwärmung des Arbeitscylinders ab. Diese Erscheinung hat hauptsächlich darin ihren Grund, daß von dem Augenblicke an, in welchem das frische Gemisch an die Glühzone gelangt, bis zu dem Zeitpunkte, in welchem dieses Gemisch, auf seine Verbrennungstemperatur erwärmt, sich entzündet, eine gewisse, verhältnißmäßig beträchtliche Zeit verstreicht."

„Wird das Glührohr gesteuert, indem es während eines Theiles des Ansaugehubes durch ein Ventil, einen Schieber oder Hahn geschlossen und erst dann geöffnet wird, wenn die Zündung erfolgen soll, so treten trotzdem die gleichen Erscheinungen auf, wie bei einem offenen Zündrohr. Denn nicht sofort nach dem Oeffnen des Glührohres tritt die Zündung ein, sondern sie beginnt erst eine gewisse Zeit später, und dieser Zeitpunkt steht unter der gleichen Einwirkung, wie bei den offenen Zündrohren. In Anbetracht dieser Sachlage ist es zweifelhaft, ob die Steueruug des Glührohres von Nutzen ist, zumal die constructive Ausführung durch die Hitze, welcher die Steuerorgane ausgesetzt werden, Schwierigkeiten bietet. Indessen hat man bei gesteuertem Glührohr den Vortheil, daß das frische Gemisch in dem Augenblick, in welchem man ihm den Eintritt gestattet, mit großer Geschwindigkeit weit über die Glühzone in das Glührohr hineinbringen kann, sodaß sehr viel frisches Gemisch in dem Glührohr Platz findet. Hierbei sollen wirbelnde Bewegungen des Gasgemisches entstehen und die Zündung weniger von Zufälligkeiten abhängig sein und beschleunigt werden. Jedenfalls kann aber die Zündung nicht, wie beim offenen Glührohr, vorzeitig erfolgen, und dies ist für die Sicherheit des Anlassens wichtig. Bei schnelllaufenden Maschinen wird die Vorzündung nicht so leicht erfolgen können. Es wird aber empfohlen, bei Maschinen von geringer Geschwindigkeit die gesteuerte Glührohrzündung, namentlich bei großen Maschinen anzuwenden."

Zur Erwärmung der Glührohre wird eine besondere Zündflamme benutzt. Es muß hierbei Sorge getragen werden, daß das Zündrohr gegen Ausstrahlung von Wärme geschützt wird. Durch einen langen Schornstein und eine gute

*) „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1897, Seite 13."

regelbare Zündflamme kann man die Temperatur des Zündrohres gleichmäßig erhalten.

Die Einrichtung eines offenen Glührohrzünders, wie ihn die Gasmotorenfabrik Deutz in Köln-Deutz verwendet, ist in Fig. 753 wiedergegeben. Das Zündrohr R schließt an den Seitenkanal C des Cylinders an, durchdringt die Brennerscheibe B und reicht in den Schornstein S hinein, der mit feuerfestem Material ausgekleidet ist. Nach dieser Seite hin ist das Zündrohr geschlossen. Unterhalb des Zündrohres ist ein Bunsenbrenner A angeordnet, dessen Gasgemisch durch die Oeffnungen der Brennerscheibe B, welche das Zündrohr rings umgeben, hindurchtreten kann. Nach Entzündung der Flamme umspült diese den hinteren Theil des Brennerrohres vollständig und erhält ihn im Glühen. Zur Beförderung der Verbrennung wird durch einen Kanal K am unteren Ende des Schornsteins Luft zugeführt. Die Verbrennungsprodukte der Zündflamme entweichen durch die Oeffnungen O am oberen Ende des Schornsteins S. Das Gasgemisch, welches durch das Glührohr R entzündet wird, wird bei der Compressions-Periode durch den Kanal C in das Glührohr R hineingepreßt. Da, wie wir wissen, von der vorhergehenden Verbrennung ein Theil der Verbrennungsprodukte in dem Cylinderkopf verbleibt, so wird dieser am ehesten in das Zündrohr R hineingedrückt werden und die Zündung erschweren. Um dies zu verhindern, ist der Kanal C durch ein Ansatzrohr D in gerader Richtung verlängert. In diesen verlängerten Kanal treten die weniger brennbaren Gase ein, sodaß zum Zündrohr ein gasreicheres Gemisch gelangen kann.

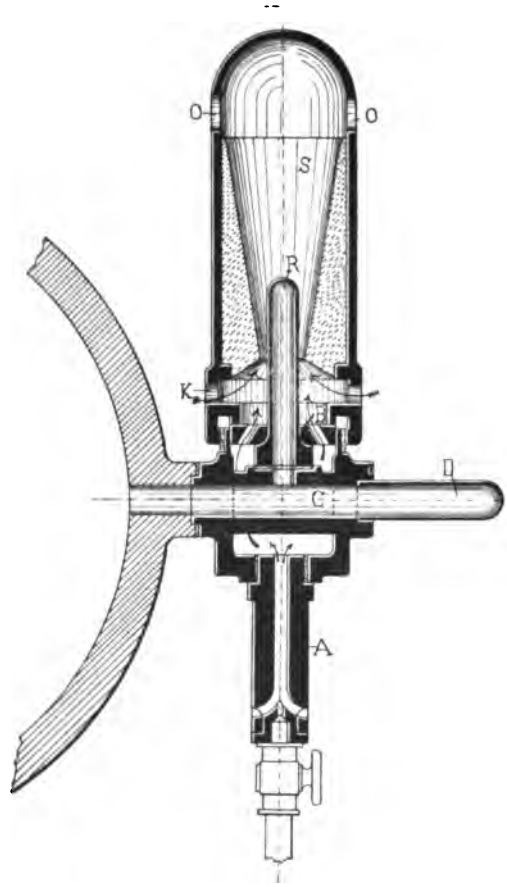


Fig. 753.

Ein gesteuerter Glührohrzünder ist in Fig. 754 wiedergegeben. Das Zündrohr R reicht quer durch den Kamin S hindurch und wird von der Flamme des Bunsenbrenners A glühend erhalten. Der untere Theil des Schornsteins, soweit die Flamme ihn berührt, ist mit feuerfestem Material bekleidet. Die Verbindung von dem Zündrohr R nach dem Verbrennungsraum B des Cylinders wird durch den Kanal C hergestellt. Diese Verbindung ist aber keine offene, vielmehr wird die Mündung des Kanals C durch ein Ventil V abgeschlossen, welches unter Wirkung der Feder F in seiner Schlußstellung gehalten wird. In dem geeigneten Augenblicke, sobald das Gasgemisch zur Zündung gebracht werden soll, wird dieses Ventil V von dem Steuerhebel H niedergedrückt und das Gasgemisch dringt durch den Kanal C in das glühende Zündrohr R.

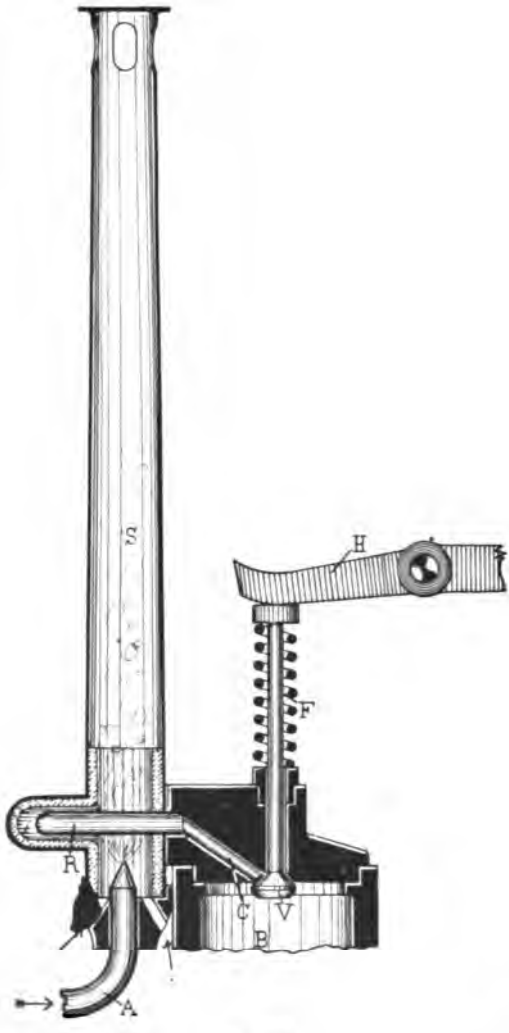


Fig. 754.

Nachdem wir an dem Otto'schen Gasmotor das Wesentliche der Gaskraftmaschinen kennen gelernt haben, seien noch eine Anzahl von Gasmotorarten besprochen.

Der Gasmotor, der von der Dresdener Gasmotorenfabrik in Dresden gebaut wird, ist in Fig. 755 in Ansicht und in Fig. 756 im Grundriß dargestellt. Auch bei diesem Motor ist der Cylinder C freischwebend an dem Fundamentrahmen U angesetzt, welcher im Uebrigen mit den Kurbelwellenlagern L L aus einem Stück gemacht ist. Der Cylinder ist doppelwandig für Wasserkühlung eingerichtet. Nach dem Fundamentrahmen hin ist er offen, auf der entgegengesetzten Seite durch einen Deckel D, an welchem das Gehäuse A für das Auslaßventil angesetzt ist, geschlossen. Der Kolben K ist auch bei diesem Motor mit Rücksicht auf eine sichere Führung sehr lang. An ihm greift die Pleuelstange P direkt an. Von dem Otto'schen Motor unterscheidet er sich namentlich dadurch, daß bei

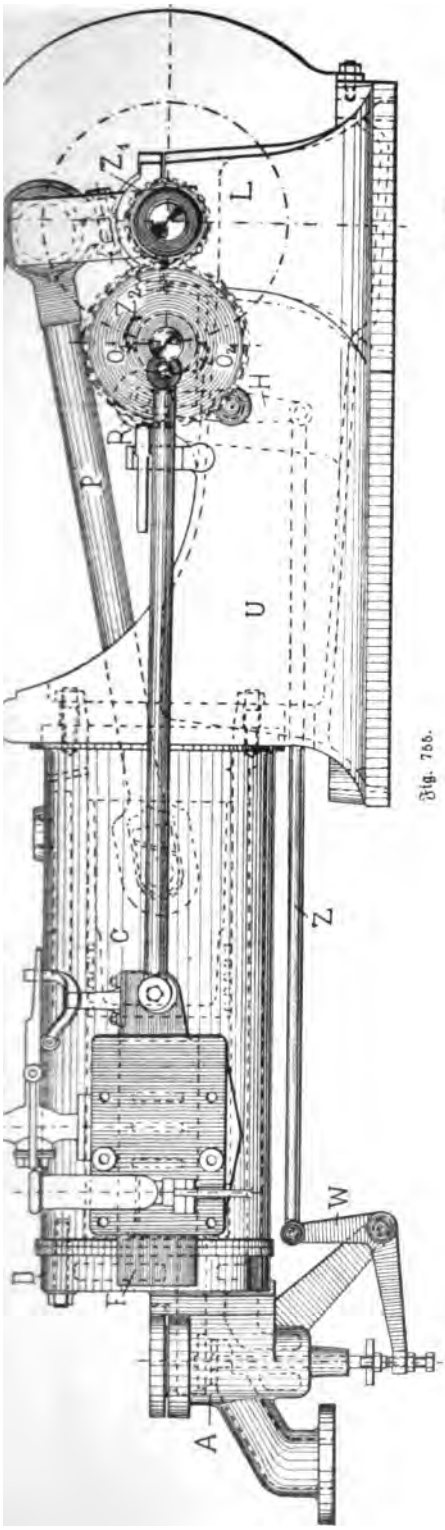


Fig. 755.

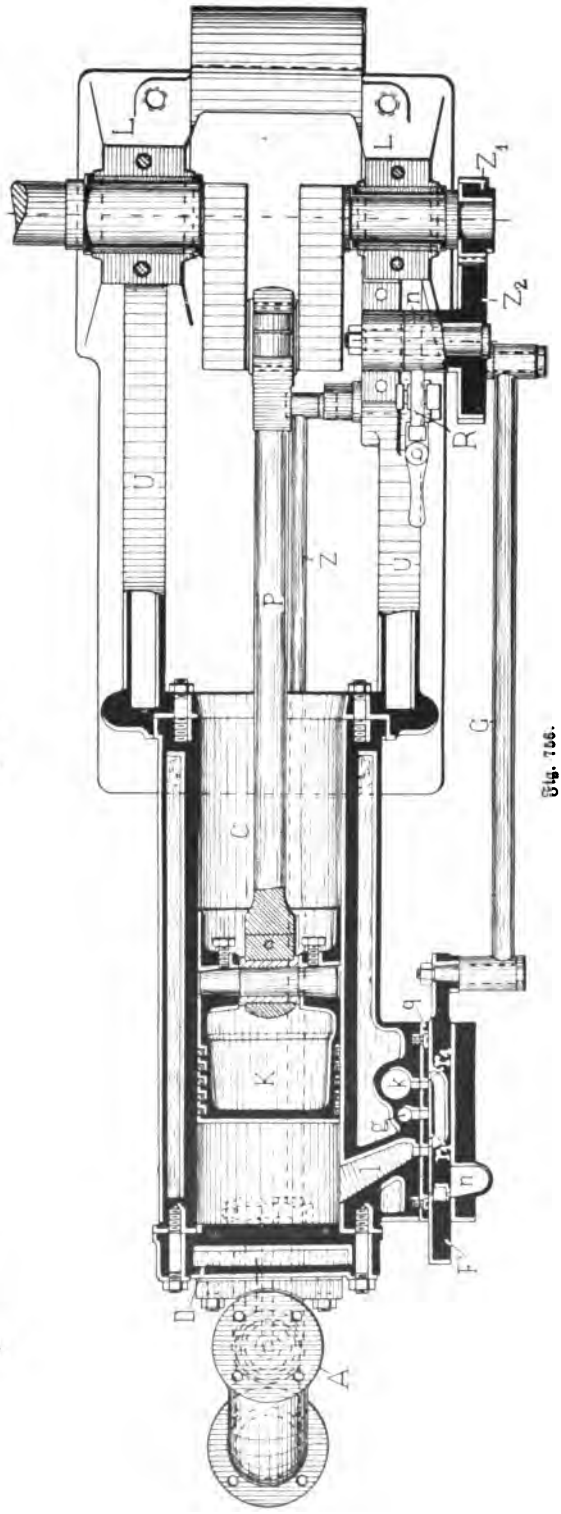


Fig. 756.

letzterem die Schiebersteuerung seitlich am Cylinder angebracht ist. Der Schieber F entspricht im Uebrigen dem Otto'schen Steuerschieber. Er läuft auf einer glatten Fläche q, die als Schieberspiegel dient, und wird von dem Schieberdeckel auf seiner Lauffläche gehalten. Der Kanal r_1 r_1 in dem Schieber ist dazu bestimmt, den Luftkanal k und den Gaskanal g durch die Oeffnungen in der Gleitfläche q mit dem Einströmkanal l nach dem Cylinder zu verbinden. In der Aussparung des Schiebers wird die Zündflamme unterhalten, sobald sich diese an der Kaminflamme, welche im Kamin n brennt, entzündet. Der Steuerschieber wird von der Kurbelwelle und durch Vermittelung zweier Zahnräder Z_1 und Z_2 und einer Schubstange G in eine hin- und hergehende Bewegung gesetzt. Letztere greift an einem excentrischen Zapfen des größeren Zahnrades Z_2 an. Da die Maschine eine Viertaktmaschine ist, so muß der Schieber eine einmalige hin- und hergehende Bewegung machen, wenn der Kolben zweimal hin- und hergegangen ist. Aus diesem Grunde muß das kleine Zahnrad Z_1 halb so viel Zähne haben, als das große Zahnrad Z_2.

Die Verbrennungsprodukte werden durch das Auslaßventil A ausgestoßen, seine Bewegung geschieht zwangsläufig. Zu diesem Zwecke sitzt an der Nabe des großen Zahnrades Z_2 eine Nase O_1, von welcher der zweiarmige Schwinghebel H bethätigt wird, sobald sie das mit einer kleinen Rolle versehene freie Ende desselben passirt. Durch die Zugstange Z und den Winkelhebel W wird die Bewegung des Hebels auf die Ventilspindel des Auslaßventiles übertragen. Solange durch die Wirkung der Nase O_1 der Hebel einen Zug ausübt, öffnet der Winkelhebel W das Auslaßventil; hat die Nase O_1 den Winkelhebel W freigegeben, so schließt sich das Auslaßventil A unter Wirkung einer Feder selbstthätig.

Um das Andrehen des Motors zu erleichtern, ist auf der Nabe des Zahnrades Z_2 noch ein kleiner Nocken O_2 vorgesehen. Die Rolle R am Ende des zweiarmigen Hebels H aber kann seitlich so weit verschoben werden, daß beide Nocken O_1 und O_2 auf sie einwirken und das Auslaßventil dadurch zweimal öffnen. Sobald der Motor in Gang kommt, wird die Rolle R des Hebels H wieder so eingestellt, daß nur der Nocken O_1 auf sie einwirkt.

Bei diesen Motoren werden zur Regulirung der Gaseinströmung Beschleunigungs-Regulatoren verwendet, welche nach Art des in Fig. 28 dieses Werkes dargestellten Regulators wirken.

Ein Beschleunigungs-Regulator, wie er bei den Motoren der Dresdener Gasmotorenfabrik in Dresden zur Anwendung kommt, ist in Fig. 757 im Aufriß und in Fig. 758 im Grundriß dargestellt. Bei diesem wird die Spindel S des Einlaßventiles durch einen Stift A geöffnet, der an dem Schwingarm B befestigt ist. Letzterer erhält seine hin- und hergehende Bewegung von der Kurbelwelle der Maschine aus durch Vermittelung der Zugstange Z. Der Stift A kann aber nicht direkt auf die Spindel S einwirken, vielmehr überträgt er seine Bewegung nur dann auf die Spindel, wenn der Pufferstift C, wie dargestellt ist, zwischen beiden Stiften steht. Es trifft dann der Stift A auf den gefederten Pufferstift C und drückt durch diesen die Ventilspindel S zurück. Die Oeffnung des Ventiles kann also nur erfolgen, wenn der Pufferstift die gezeichnete Lage einnimmt.

Es ist nun der Pufferstift an einem Hebel H befestigt, der auf der Achse D sich dreht und auf der Rolle R sich aufstützt, die an dem Schwingarm B angebracht ist. Da die Unterkante des Hebels H nach einem Kreisbogen abgerundet

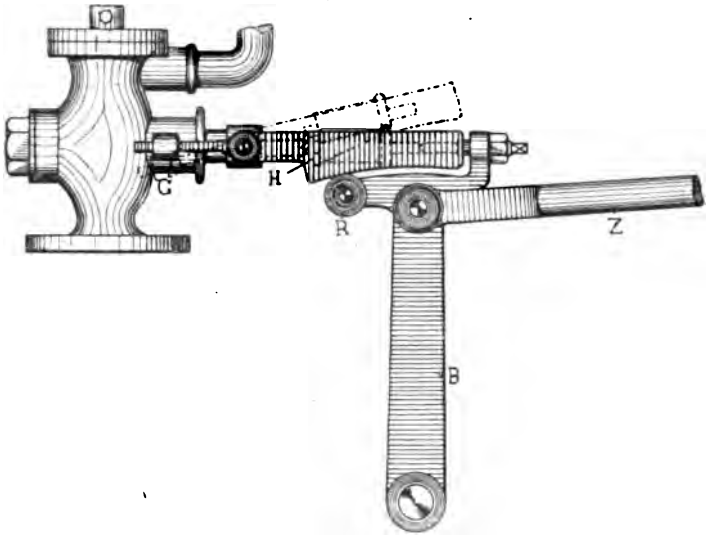


Fig. 757.

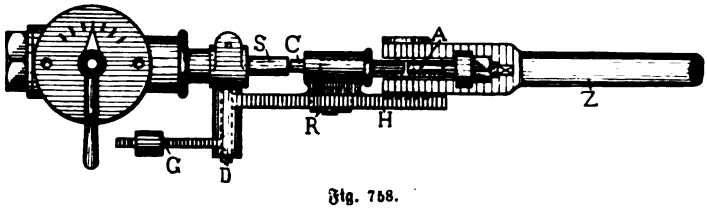


Fig. 758.

ist, der dem Schwingbogen des Hebels B entspricht, so wird der Hebel H und damit der Pufferstift C in seiner wirksamen Stellung, in welcher die Figur ihn wiedergiebt, gehalten, solange die Anzahl der Schwingungen des Hebels B eine gewisse Grenze nicht überschreiten. Der Hebel H ist durch einen Arm G mit Gegengewicht zum Theil ausbalanciert. Wächst nun die Geschwindigkeit des Motors und damit des Schwinghebels B, so wird der Hebel H zu einer Schwingbewegung um seine Achse D veranlaßt und kehrt darauf in seine Ruhelage zurück. Geschieht dies in derselben Zeit, in welcher der Schwinghebel B eine hin- und hergehende Bewegung vollendet, dann kommt auch der Pufferstift stets zur Wirkung. Ist aber die Geschwindigkeit des Schwingrades eine größere, als die des schwingenden Hebels H, dann macht letzterer einen größeren Ausschlag als vorher und kommt dabei etwa in die punktirte Lage. Aus dieser kommt er langsamer in seine Endstellung als der Schwingarm B, der Stift A kann in Folge dessen den Pufferstift C nicht treffen und die Ventilspindel S nicht zurückdrücken. Es bleibt also in diesem Falle eine Zündung aus.

Die bildliche Darstellung dieses Motors mit Schiebersteuerung zeigt Fig. 759. Motoren von ½—8 Pferdestärken werden nach dieser Ausführungsform gebaut. Die stehenden Motoren unterscheiden sich in der einzelnen Construction nicht von den dargestellten.

In neuerer Zeit werden die Gasmotoren mit Ventilsteuerung bevorzugt. Die Darstellung Fig. 760 und der Grundriß Fig. 761 zeigen einen Gasmotor der Dresdner Gasmotorenfabrik in Dresden mit Ventilsteuerung, der im Uebrigen wie der vorgenannte Motor gebaut ist; nur an Stelle des Schieberkastens ist das Ventilgehäuse für

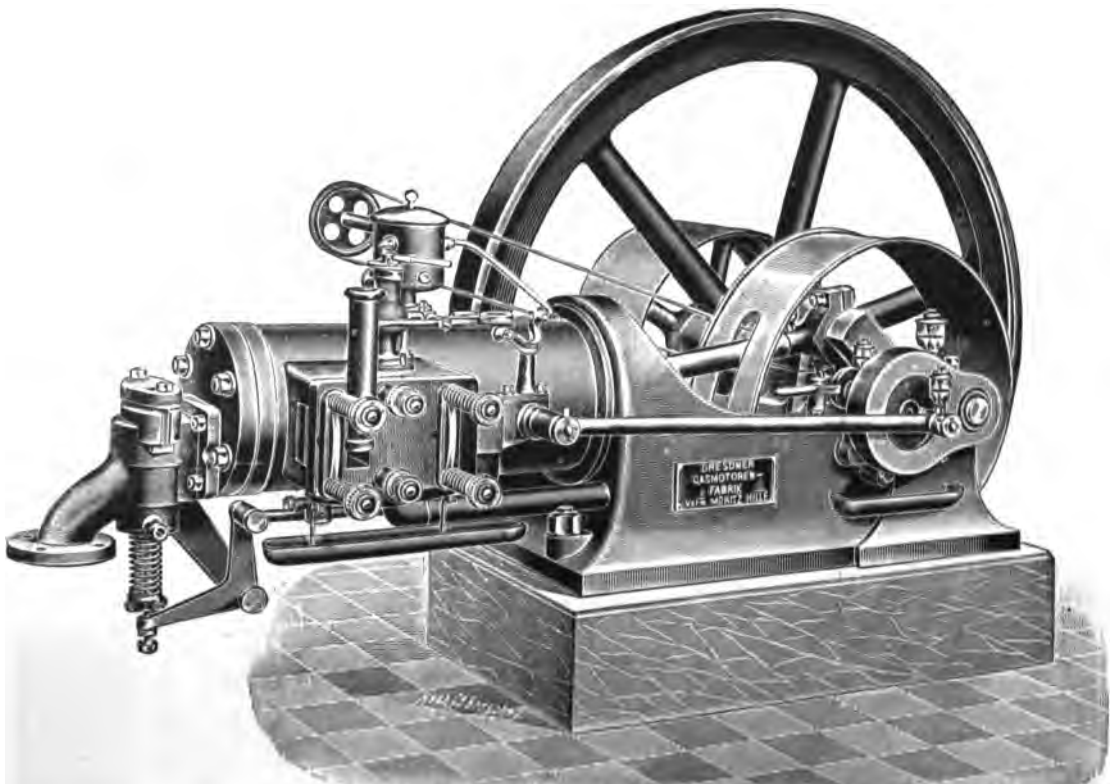


Fig. 759.

das Einlaßventil E an den Cylinder angebaut. Die Ventilspindel auch dieses Ventiles wird von der Nabe des großen Zahnrades aus mittelst einer Zugstange und einem mit dieser verbundenen Winkelhebel bethätigt, genau wie für das Auslaßventil der vorgenannten Maschinen. Die Schubstange Z aber, welche von dem großen Zahnrad direkt in Bewegung gesetzt wird, greift an einem Schwingarm an, der durch den Regulator die Gaseinströmung beeinflußt. Der Regulator ist nach Art des Beschleunigungs = Regulators Fig. 28 gebaut und wirkt auf das Gaszuführungsventil V ein. Zu diesem Zwecke trägt die Zugstange Z an ihrem Ende den Auslösestift a, der die Spindel s des Gaszuführungsventiles V bethätigt, wenn der gefederte

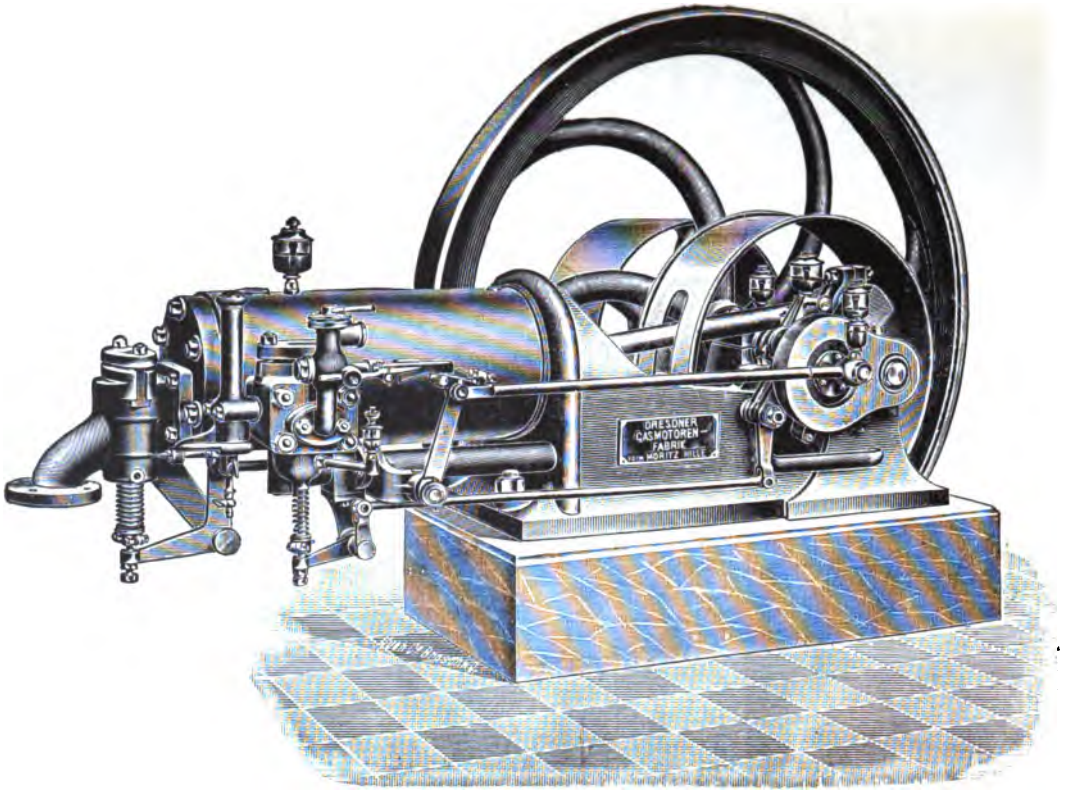


Fig. 760.

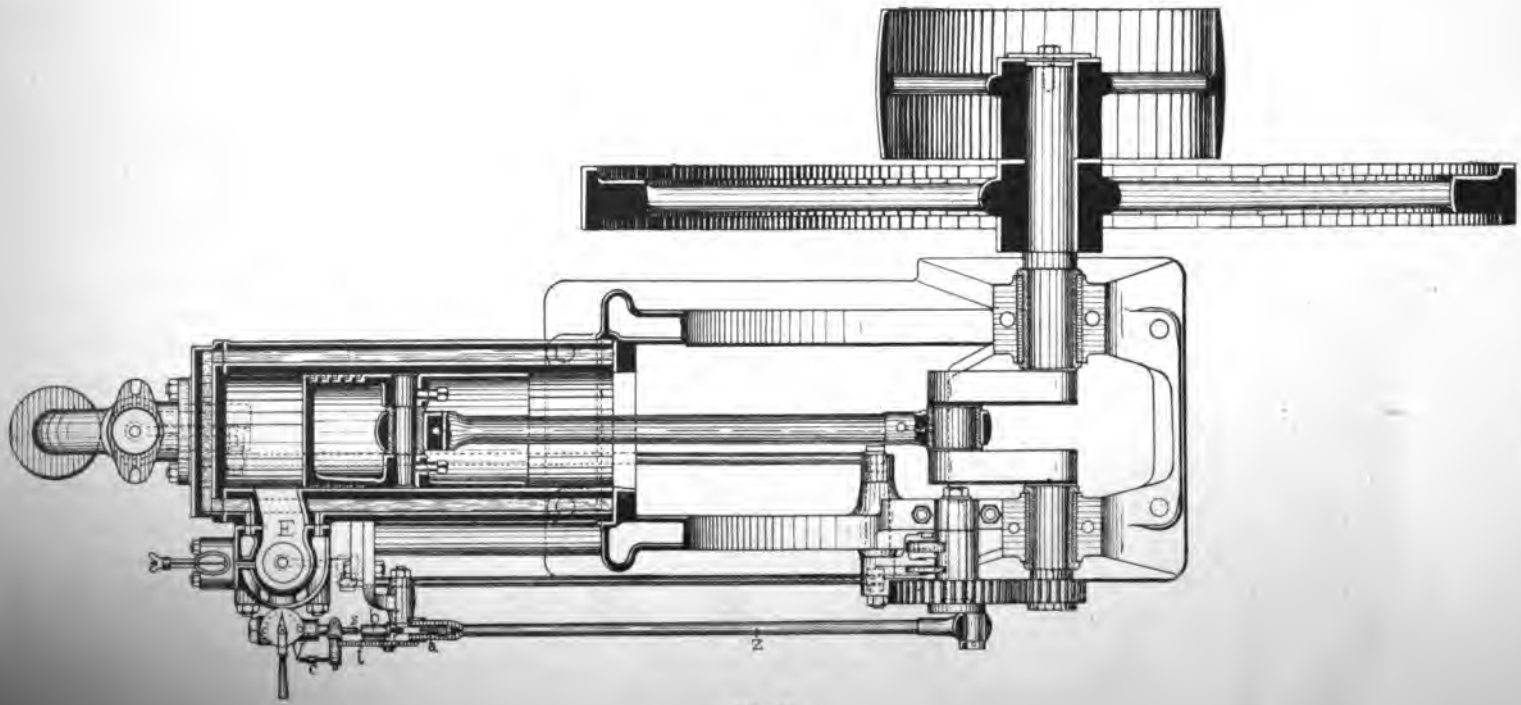


Fig. 761.

Pufferstift k zwischen beiden so steht, daß er ihre Bewegung vermitteln kann. Dieser Pufferstift ist aber an dem Ende eines Schwinghebels i aufgehängt, welcher durch ein Gegengewicht c in die normale Lage zurückgebracht wird, wenn er, durch die Bewegung der Zugstange Z veranlaßt, einen Ausschlag macht. Wächst die Geschwindigkeit der Maschine und damit die der Zugstange Z,

dann kommt der Stift a schneller in die Endstellung, als der Hebel t zurückschwingen kann, der Pufferstift b kann in Folge dessen nicht getroffen und die Spindel s des Gaszuführungsventiles nicht ausgelöst werden. Es bleibt also eine Zündung aus. Hinter dem Ventilgehäuse des Einlaßventiles ist die Glührohrzündung angeordnet.

Für größere Motoren von 15—100 Pferdestärken wendet man gesteuerte Glührohrzündung an und macht die Ventilsteuerung zu einer zwangsläufigen.

Von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover werden zwei Klassen von Gasmotoren gebaut, solche für den Gewerbebetrieb und solche für elektrische Lichtanlagen. Die ersteren sind so eingerichtet, daß sie bei jeder Inanspruchnahme einen möglichst günstigen Gasverbrauch haben. Für den Zweck der Regulirung ihres Ganges arbeiten sie, wie wir dies schon kennen gelernt haben, mit aussetzenden Ladungen, falls die Leistungen der Maschinen nicht vollständig in Anspruch genommen sind. Für den Betrieb elektrischer Lichtanlagen ist ein sehr gleichmäßiger Gang erwünscht, und es wird deshalb bei dieser Klasse von Gasmotoren der Gang durch Veränderung der Ladung geregelt. Es fallen also bei diesen Gasmotoren keine Ladungen aus. Sie werden vielmehr dem jeweiligen Kraftbedarf angepaßt. Fig. 762 bis 765 geben die Linienzeichnung eines solchen Gasmotors in Ansicht und Schnitt. An dem hohlen Fundamentrahmen ist der Kühlmantel des Cylinders direkt angegossen, während der Cylinder als besonderes Gußstück in letzterem eingesetzt ist. Es kann sonach der Arbeitscylinder, falls er abgenutzt ist, auf leichteste Weise gegen einen anderen ausgetauscht werden. Als Steuerorgane werden Ventile benutzt, die in bekannter Weise von einer seitlich gelagerten Steuerwelle und mittelst eines Steuerhebels bethätigt werden. Die Geschwindigkeit der Steuerwelle ist halb so groß, wie die der Kurbelwelle, damit die Steuerorgane nur bei jeder zweiten Umdrehung der Kurbelwelle zur Wirkung kommen, wie dies der Viertaktmotor erfordert. Das Einlaßventil besteht aus zwei Theiken, nämlich dem Mischventil 6 und dem eigentlichen Einlaßventil 7, welches ein Rückschlagventil ist. Ersteres wird stets selbstthätig, letzteres für die Motoren, welche sehr gleichmäßig arbeiten sollen, zwangsläufig gesteuert. Das Mischventil 6 ist ein Doppelsitzventil, dessen äußere größere Sitzfläche den Luftzutritt verschließt, die innere kleinere den Gaszutritt. Die Zuführungsöffnung für das Gas steht zu dem für die Luft in einem ganz besonderen Verhältniß, sodaß stets während der ganzen Zeit des Einsaugens das Gemisch von Gas und Luft dasselbe bleibt.

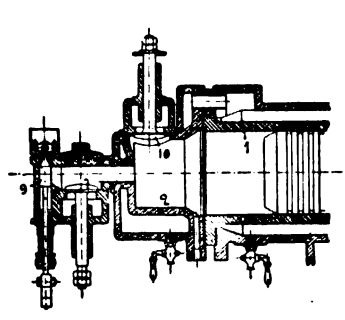


Fig. 762.

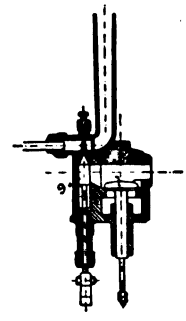


Fig. 763.

Vor dem Einlaßventilgehäuse ist der Cylinder 9 angeordnet. Er enthält ein leicht auswechselbares Porzellanröhrchen, das durch einen Bunsenbrenner glühend

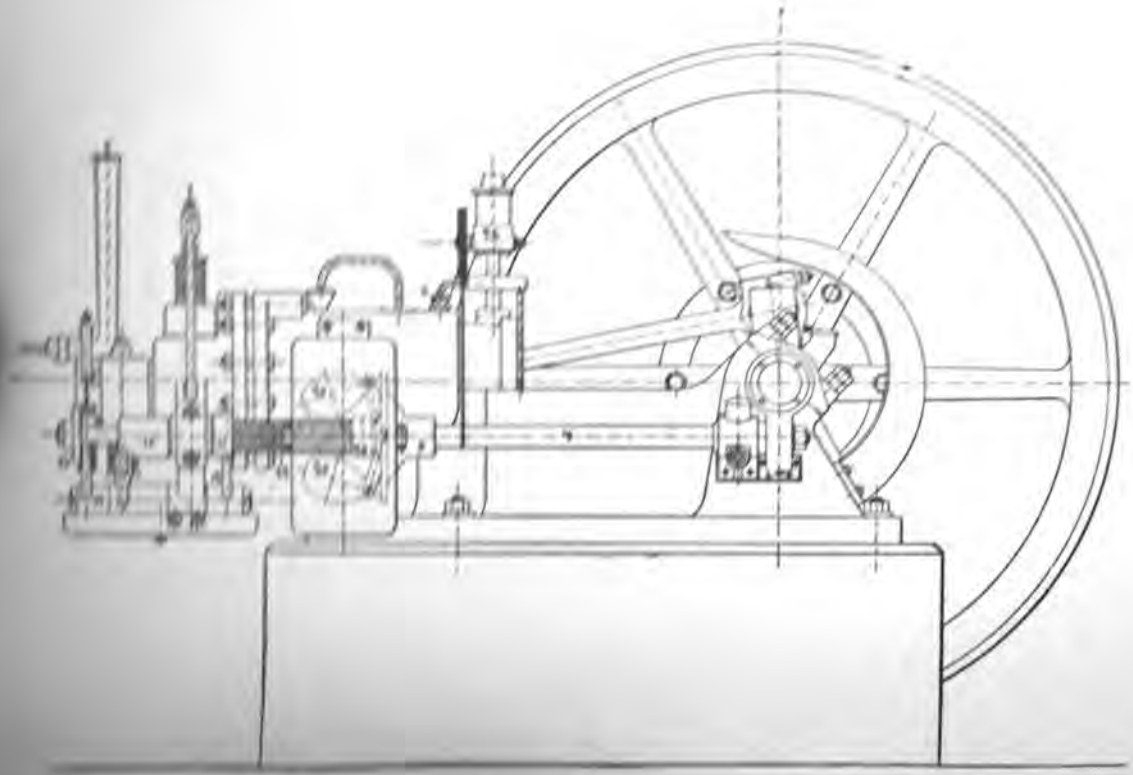


Fig. 764.

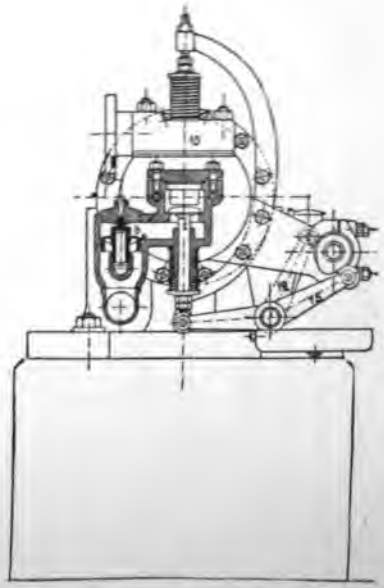


Fig. 765.

gehalten wird. Die Oeffnung des Porzellanröhrchens schließt sich [illegible] konischen

Vermittelung des Hebels 14 von der Nockenschiebe 13 zum Zwecke der Zündung schnell geöffnet. Es ist also die Glührohrzündung

Das Auslaßventil 10 ist bei kleinen Motoren oben, bei größeren an der ite des Cylinderkopfes angeordnet. Wegen der stärkeren Erwärmung bei ßeren Motoren wird auch dieses Cylindergehäuse mit einem Wassermantel ver- n. Gesteuert wird das Auslaßventil von dem Nocken 11 der Steuerwelle 4, cher mittelst eines Hebelarmes die Bewegung auf das Ventil überträgt. Zur nerung des Einlaßventiles dient der Hebel 15. Er wird von einer Nocken- ibe 16 bethätigt, die auf der Steuerwelle in der Längsrichtung verschiebbar zugleich auch auf ihr drehbar ist, sodaß sowohl die Oeffnungsstellung, als die Schlußstellung verändert werden kann. Die Regulirung geschieht selbst- tig durch den Centrifugalregulator, der auf der Steuerwelle angebracht ist. ne Schwunggewichte 20 wirken auf die Hülse 21 ein, die durch ein Gestänge dem Einlaßnocken 16 in Verbindung steht. Letzterer wird — entsprechend Ausschlag der Schwunggewichte — auf der Steuerwelle verschoben und, da n einer schraubenförmigen Nuth läuft, zugleich auch etwas gedreht. Dadurch das Einlaßventil früher oder später geöffnet und geschlossen. Mit dem früheren ß wird auch eine geringere Menge des Gasgemisches in den Cylinder gelangen die Kraftleistung des Motors gemindert, umgekehrt bei einem späteren Schluß.

Die Darstellung Fig. 766 zeigt einen Motor dieser Art, der in Größen bis 150 Pferdestärken gebaut wird. Diese Motoren können mit einer langsam

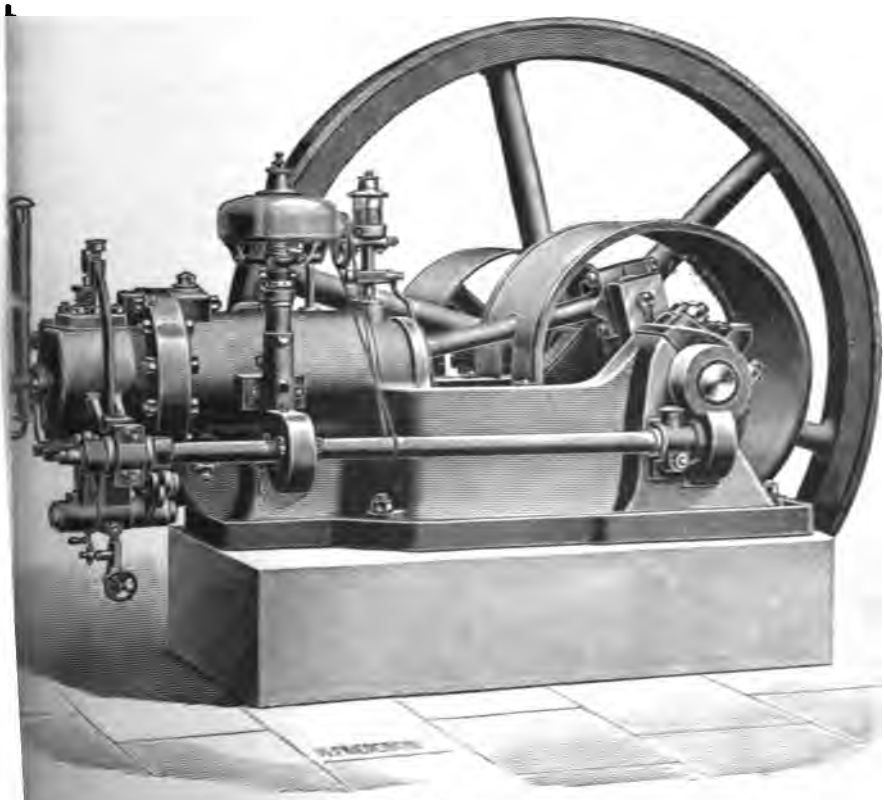


Fig. 766.

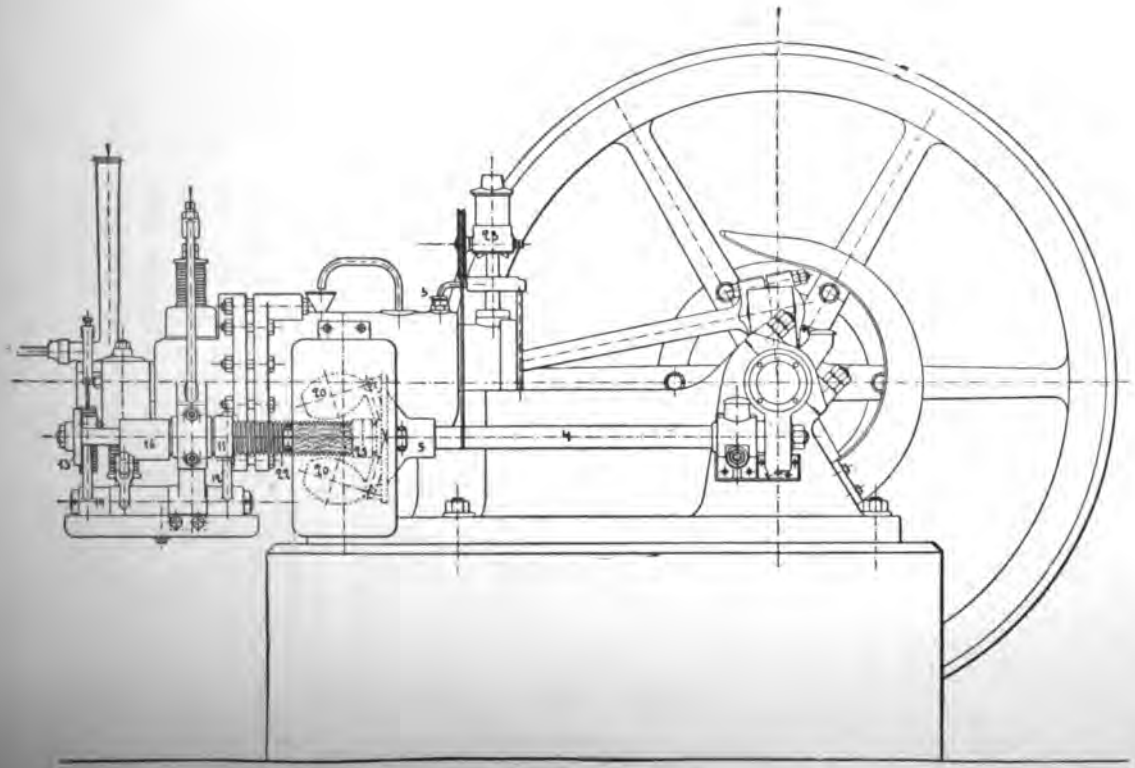


Fig. 764.

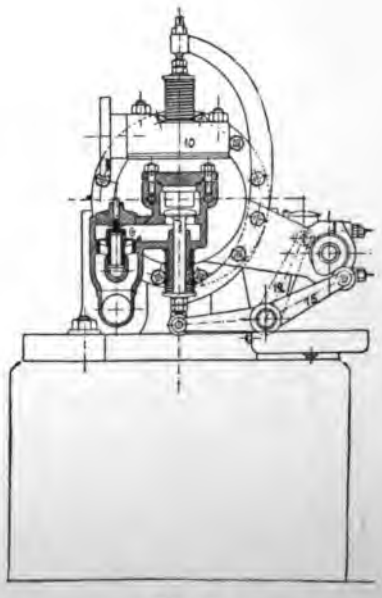


Fig. 765.

gehalten wird. Die Oeffnung des Porzellanröhrchens schließt sich an einen nach dem Cylinderinneren sich erweiternden konischen Kanal an, den ein Ventil abschließt. Dieses Ventil wird unter Vermittelung des Hebels 14 von der Nockenschiebe 13 zum Zwecke der Zündung schnell geöffnet. Es ist also die Glührohrzündung eine gesteuerte.

Das Auslaßventil 10 ist bei kleinen Motoren oben, bei größeren an der Seite des Cylinderkopfes angeordnet. Wegen der stärkeren Erwärmung bei größeren Motoren wird auch dieses Cylindergehäuse mit einem Wassermantel versehen. Gesteuert wird das Auslaßventil von dem Nocken 11 der Steuerwelle 4, welcher mittelst eines Hebelarmes die Bewegung auf das Ventil überträgt. Zur Steuerung des Einlaßventiles dient der Hebel 15. Er wird von einer Nockenscheibe 16 bethätigt, die auf der Steuerwelle in der Längsrichtung verschiebbar und zugleich auch auf ihr drehbar ist, sodaß sowohl die Oeffnungsstellung, als auch die Schlußstellung verändert werden kann. Die Regulirung geschieht selbstthätig durch den Centrifugalregulator, der auf der Steuerwelle angebracht ist. Seine Schwunggewichte 20 wirken auf die Hülse 21 ein, die durch ein Gestänge mit dem Einlaßnocken 16 in Verbindung steht. Letzterer wird — entsprechend dem Ausschlag der Schwunggewichte — auf der Steuerwelle verschoben und, da er in einer schraubenförmigen Nuth läuft, zugleich auch etwas gedreht. Dadurch wird das Einlaßventil früher oder später geöffnet und geschlossen. Mit dem früheren Schluß wird auch eine geringere Menge des Gasgemisches in den Cylinder gelangen und die Kraftleistung des Motors gemindert, umgekehrt bei einem späteren Schluß.

Die Darstellung Fig. 766 zeigt einen Motor dieser Art, der in Größen bis zu 150 Pferdestärken gebaut wird. Diese Motoren können mit einer langsam

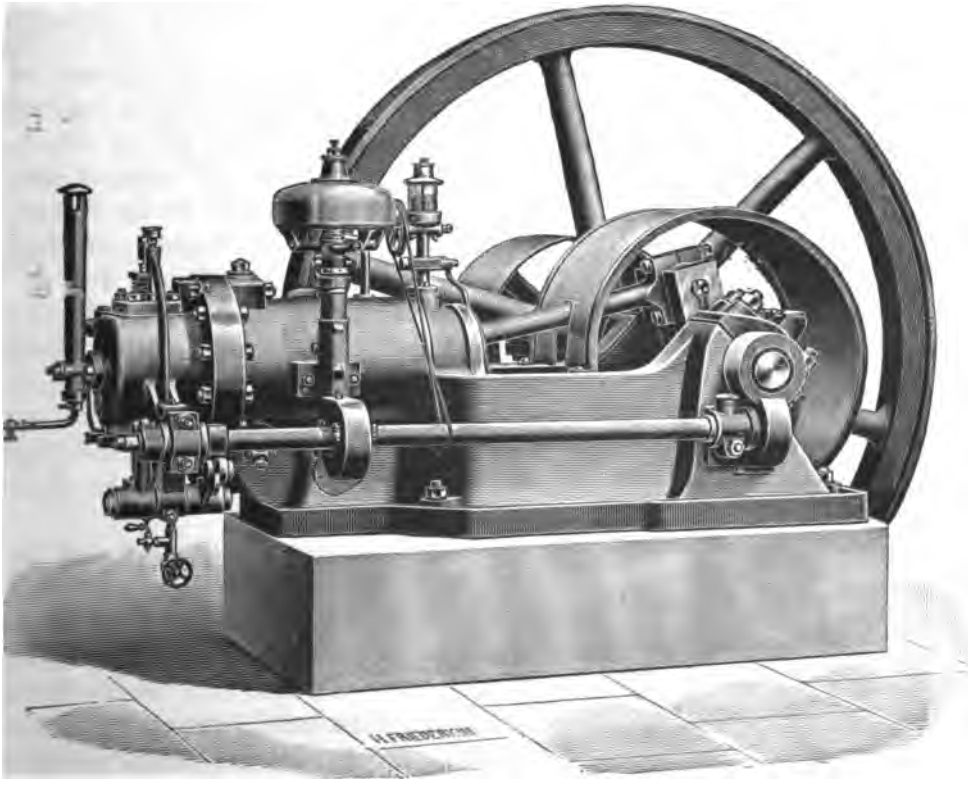


Fig. 766.

umlaufenden Dynamomaschine direkt gekuppelt werden. Eine solche Anordnung zeigt Fig. 767. Auf dem einen Ende der Kurbelwelle ist das Schwungrad, auf

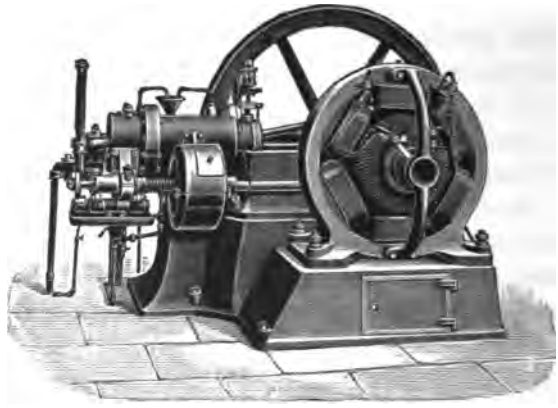


Fig. 767.

dem anderen die Dynamomaschine befestigt. Der Fundamentrahmen für den Gasmotor und die Dynamomaschine besteht aus einem Stück. Man bezeichnet die combinirte Anordnung von der Gas- und der elektrischen Maschine als Gasdynamo.

Ein Gasmotor stehender Bauart von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover ist durch die Darstellung Fig. 768, sowie in Linienzeichnung in Fig. 769 bis 772 wiedergegeben. Der nach oben gegabelte Gestellbock wird mit der Grundplatte aus einem Stück als Hohlguß hergestellt. In dem Gestellbock ist der Arbeitscylinder als besonderer Gußkopf eingesetzt. An der Vorderseite des Motors sind die Ventile neben einander angeordnet. Wie die Darstellung Fig. 768 erkennen läßt, schließt sich die Gasleitung bei G an das Einlaßventil und bei Z an die Zündflamme an. Das Auspuffrohr des Auslaßventiles liegt bei A, während das Knierohr L der Luftzuführung dient.

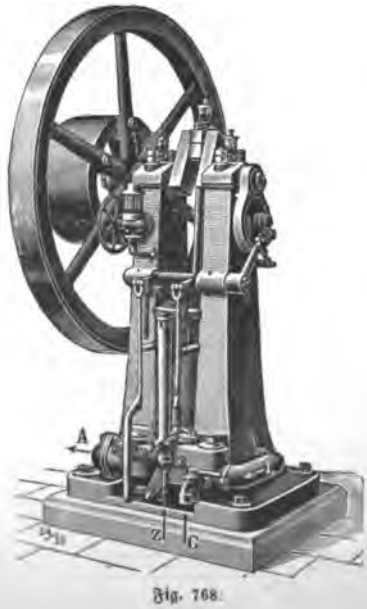


Fig. 768.

Das Einlaßventil soll bewirken, daß der Eintritt von Luft und Gas so geregelt wird, daß beide in ganz bestimmtem und sich gleichbleibendem Mischungsverhältniß in den Cylinder gelangen. Gas und Luft werden durch gleichzeitig abschließende Dichtungsflächen abgesperrt. Oeffnet sich das Ventil, so tritt das Gas durch kleine Schlitze im cylindrischen

Theile des Ventiles ein und die Luft durch die am Umfange des Ventilkegels frei werdende Ringfläche. Nach der Linienzeichnung Fig. 769 bis 772 wird die Luft durch das Rohr 2 aus dem Untertheile des Gestellbockes, welcher als Luftbehälter dient, dem Einlaßventil zugeführt und auf dem Wege dorthin innerhalb des

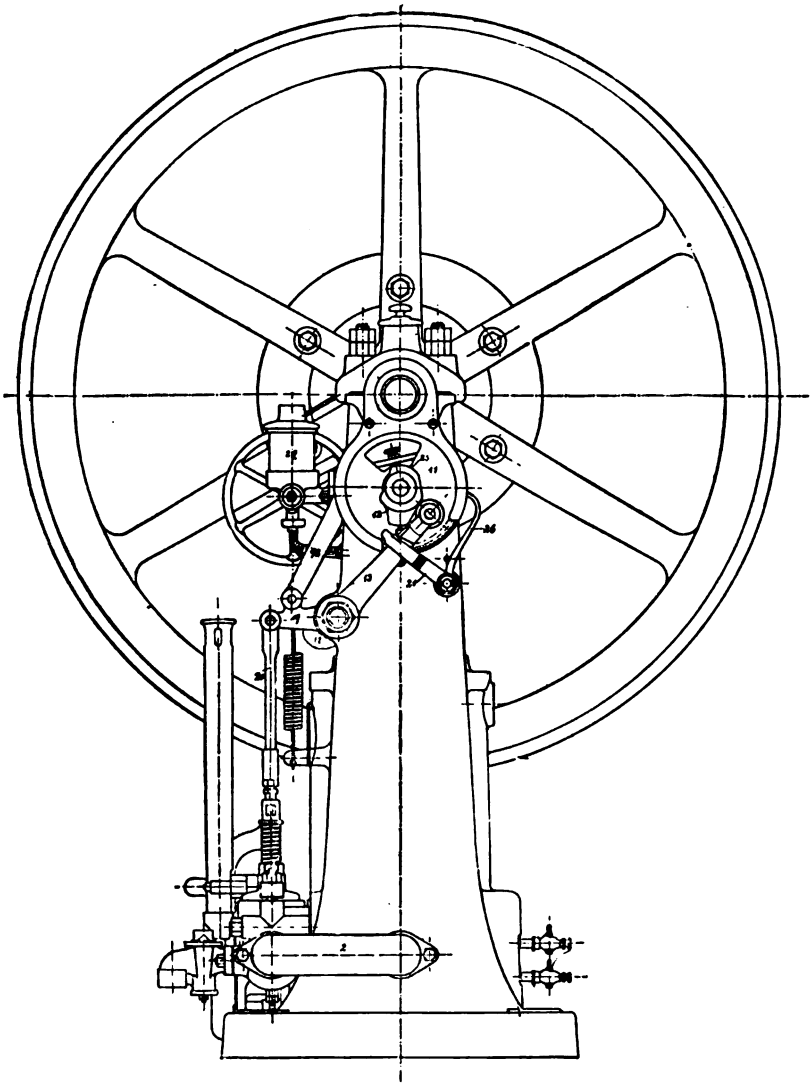


Fig. 769.

Mischventiles 1 mit dem Gas innig gemischt. Zwischen dem Mischventil und dem Eingang in den Cylinder ist ein Rückschlagventil 4 aus Stahl eingeschaltet, welches den Zweck hat, den hohen Druck nach der Zündung aufzunehmen und einen dichten Abschluß zu schaffen.

Auf dem Deckel des Rückschlagventiles sitzt — wie Fig. 771 im Einzelnen erkennen läßt — der Zünder. Sein Porzellanröhrchen wird durch einen Bunsenbrenner rothglühend erhalten. Der Cylinder ist ein gesteuerter, und es wird die Verbindung zwischen dem Porzellanröhrchen und dem Explosionsraum von einem

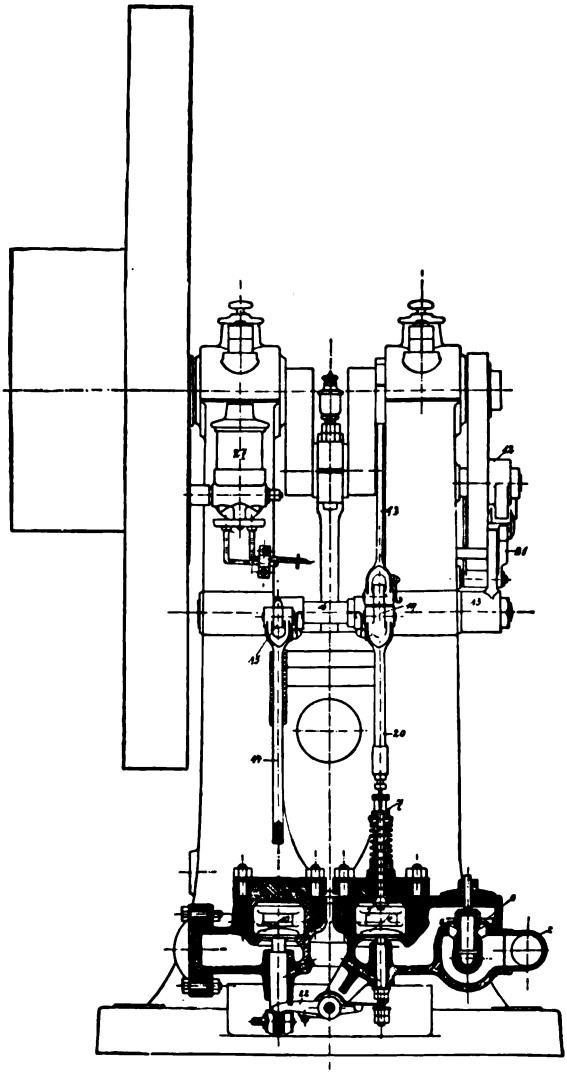


Fig. 770.

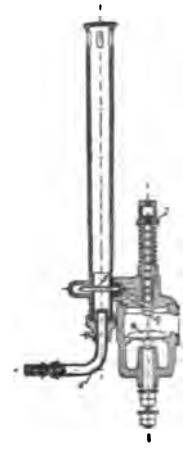


Fig. 771.

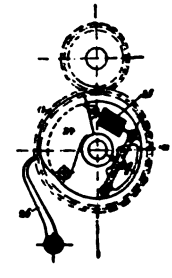


Fig. 772.

Abschlußventil 7 beherrscht, welches nur zum Zwecke der Zündung und während der Ansaugeperiode geöffnet wird. Letzteres geschieht, um den Druck innerhalb des Zündröhrchens zu verringern und die Verbrennungsprodukte aus seinem Innern abzusaugen. Es wird in Folge dessen — bei Wiederöffnung des Ventiles zum

Zwecke der Zündung — durch den höheren Druck im Cylinder das Gasgemisch um so sicherer in das Porzellanröhrchen hineingedrängt und die Zündung um so zuverlässiger bewirkt. Der Glührohrzünder wird von dem Hebelarm 19 gesteuert, der auf der Hebelwelle 16 lose drehbar sitzt. Das Excenter, welches auf der Kurbelwelle sitzt, ertheilt ihm eine schwingende Bewegung, welche von der nach unten hängenden Stange 20 auf das Abschlußventil des Zünders übertragen wird.

Das Auslaßventil 10 wird, kurz bevor der Kolben seine Endstellung erreicht hat, geöffnet, und es bleibt geöffnet, bis der Kolben in seiner zweiten Endstellung angelangt ist. Es wird von der Kurbelwelle aus durch Vermittelung zweier Stirnräder gesteuert, von denen die Nabe des größeren Stirnrades 11 mit einem Steuerungsdaumen 12 versehen ist. Mittelst der Stange 14 ist das Auslaßventil 10 mit dem auf der Hebelwelle 16 angeordneten Hebel 15 verbunden, der unter Wirkung einer Schraubenfeder steht. Der Steuerdaumen 12 beeinflußt aber die Hebelwelle 16 und damit das Auslaßventil durch den Hebel 13, an dessen freien Ende eine Rolle sitzt, die sich gegen den Umfang der Daumenscheibe legt. Bei vollem Gange des Motors wird der Daumen 12 das Auslaßventil nach jeder zweiten Umdrehung der Kurbelwelle treffen. Mit zunehmender Geschwindigkeit legt sich die Klinke 21 mit ihrer Stahlplatte hinter eine Stahlschneide des Hebels 13 zu der Zeit ein, wo das Auslaßventil ganz geöffnet ist. Die Klinke 21 wird nämlich durch die Schwunggewichte 24, welche innerhalb des großen Stirnrades angeordnet sind — wie Fig. 772 erkennen läßt — verstellt. Mit wachsender Geschwindigkeit werden diese Regulatorgewichte gegen die Wirkung der Feder 25 aus einander getrieben, drücken den Arm 20 zur Seite und rücken die Klinke 21 ein. Damit wird das Auslaßventil offen gehalten und zugleich verhindert, daß mit ansteigendem Kolben frisches Gasgemisch eingesaugt werden kann. Vielmehr werden in solchem Falle durch das offene Auslaßventil die Verbrennungsgase der Auspuffleitung in den Cylinder zum Theil zurücktreten. Das Rückschlagventil 4 muß aber während dieser Zeit geschlossen gehalten werden, und dazu dient der federnde Hebel 22, dessen Verbindung mit dem Rückschlagventil und dem Auslaßventil eine solche ist, daß das erstere frei spielen kann, wenn das letztere geschlossen ist, daß es aber festgehalten wird, wenn dieses offen ist.

Diese stehenden Gasmotoren werden von der Fabrik in Größen nachstehender Tabelle gebaut:

Pferdestärken	Gewicht des Motors kg	Durchmesser der Riemenscheibe mm	Breite der Riemenscheibe mm	Umdrehungen der Kurbelwelle in der Minute
1/2	285	170	110	320
1	375	250	130	300
2	520	400	150	280
3	725	450	195	240
4	950	500	240	220
5	1160	500	240	200
6	1550	600	280	180

Kraftgasanlagen.

Wir wissen bereits, daß zum Betrieb der Gasmotoren das Leuchtgas, und zwar sowohl das, welches aus Steinkohlen gewonnen wird, als auch das Oelgas benutzt wird. Aber auch Wassergas und Generatorgas sind zu diesem Zwecke im Gebrauch. In Städten, welche eine Gasanstalt besitzen, wird meistens das Leuchtgas aus der städtischen Leitung benutzt. Da indessen der Preis des städtischen Leuchtgases verhältnißmäßig hoch ist — es muß 1 cbm Leuchtgas mit 8—20 Pfennigen bezahlt werden — so sind auch die Betriebskosten solcher Gasmotoren verhältnißmäßig hohe. Der Verbrauch eines Gasmotors an Leuchtgas beträgt nämlich zwischen 0,5 und 1 cbm für jede Pferdekraftstunde, je nachdem der Motor mehr oder weniger Arbeit zu leisten hat und je nachdem sein Mechanismus in gutem oder schlechtem Zustand sich befindet. Nehmen wir als mittleren Preis des städtischen Leuchtgases 12 Pfennige für den Cubikmeter an, und nehmen wir an, daß im Mittel von einer Gaskraftmaschine, welche längere Zeit im Gebrauch ist, 0,7 cbm für jede Pferdekraftstunde gebraucht werden, so stellen sich die Kosten für die Pferdekraftstunde bei dem Gasmotor auf etwa 8 Pfennige. Diese Kosten sind reichlich noch einmal so hoch, wie für Dampfbetrieb. Es ist der Gasmotor nur wegen seiner großen Bequemlichkeit in der Aufstellung und Bedienung und namentlich deswegen bevorzugt worden, weil er jederzeit in und außer Betrieb gesetzt werden kann.

Die Kosten für das Leuchtgas können aber wesentlich verringert werden, wenn man eine eigene Gasanlage für den Gasmotor errichtet. Wo man Gasmotoren für größere Leistungen aufstellt, unterläßt man es auch nicht, sich das Kraftgas selbst herzustellen. Es ist alsdann nicht das Steinkohlengas, welches man sich selbst bereitet, sondern ein Oelgas.

Das Oelgas wird aus thierischen oder Pflanzenfetten, aus Rohnaphtha, Braunkohlen, Theerölen, fetthaltigen Niederschlägen, aus den Abgangswässern der Wollwäschereien und Tuchfabriken, aus Pechen, Harzen u. s. w. erzeugt. Die Anlage zur Bereitung des Oelgases ist eine wesentlich einfachere, als die zur Bereitung des Steinkohlengases. Die ölhaltigen Stoffe werden in einer gußeisernen Retorte auf etwa 900° erhitzt und das entwickelte Gas durch einen Reinigungsapparat hindurchgeleitet, bevor es in den Gasbehälter tritt.

Das Wassergas kommt bei uns zum Betriebe von Gasmotoren weniger in Anwendung als in Amerika. Ein Nachtheil des Wassergases ist seine Giftigkeit, die es durch einen starken Gehalt an Kohlenoxydgas besitzt, und die dadurch noch gesteigert wird, daß das Gas fast gar keinen Geruch verbreitet. Es wird dadurch gewonnen, daß man durch ein Gefäß, welches glühenden Brennstoff enthält, unter Abschluß von Luft Wasserdampf hindurchleitet.

Das Generatorgas bildet sich bei der direkten Verbrennung von festen Brennstoffen und zwar namentlich von Anthracit und Coaks in Schachtöfen, den sogenannten Gasgeneratoren. Die erforderliche Luftmenge läßt man entweder offen frei zuströmen oder führt sie mittelst eines Gebläses zu. Man kann auf 1 qm Rostfläche etwa 40—50 kg Kohlen in der Stunde vergasen.

Das Halbwassergas oder Dowsongas ist ein Mittelding zwischen Generatorgas und Wassergas. Es wird in einem Schachtofen erzeugt, wie das letztere Gas, indem durch den glühenden Brennstoff Dampf und Luft gleichzeitig hindurchgeblasen werden. Wie das Wassergas, bildet es sich also durch Zersetzung des Dampfes, nicht aber wie dieses unter Luftabschluß, sondern in Gegenwart von Luft.

Eine Kraftgasanlage, wie sie Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover zum Betrieb von Gasmotoren liefern, ist in Fig. 773 wiedergegeben. Mittelst

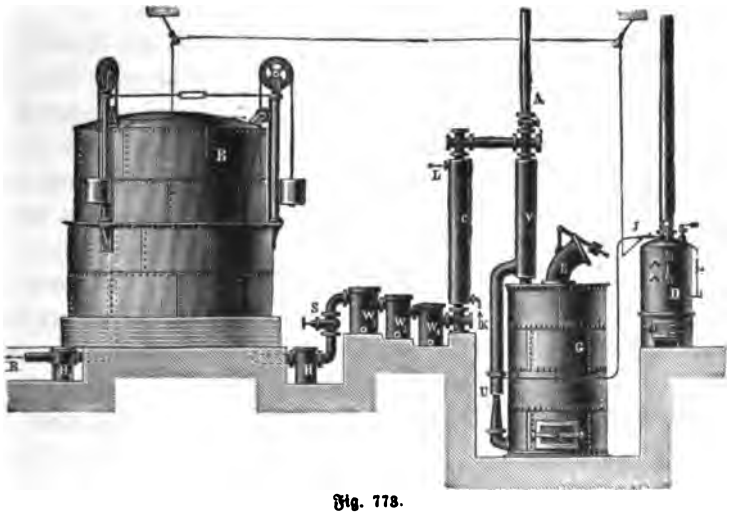


Fig. 773.

eines Dampfstrahlgebläses U, welches den Dampf aus dem Dampfkessel D entnimmt, wird die zur Vergasung nöthige Luft durch den Generator G hindurchgedrückt, der Brennstoff wird durch den Fülltrichter E in den Generator eingeschüttet. Während das Luft-Dampfgemisch die Brennstoffschicht durchstreicht, zersetzt sich der Wasserdampf, die Luft aber unterhält die Verbrennung. Das entstandene Gas durchströmt den Wiedererhitzer V, den Kühlapparat C und die drei Waschgefäße W_1, W_2 und W_3 und wird in dem Gasbehälter B angesammelt. Bei geringwerthigen Brennstoffen wird hinter den Waschgefäßen noch ein Reinigungsgefäß, das mit Sägespänen gefüllt ist, eingebaut. In einer derartigen Kraftgasanlage gewinnt man aus etwa 1 kg Anthracit 4,7 cbm Gas.

Zubehör zu den Gasmotoren.

Hierher gehören der Einlaßtopf, der Auslaßtopf und der Gummibeutel.

Der Einlaßtopf. Wenn die Luft, welche durch das Einlaßventil gleichzeitig mit Gas eingesaugt wird, direkt in das Ventil einströmen würde, so würden alle Verunreinigungen der Luft in das Ventil und den Arbeitscylinder gelangen. Auch würde die Bewegung des Ventiles, wenn es frei läge, ein störendes Geräusch verursachen. Man ordnet deshalb vor dem Einlaßventil den sogenannten Einlaßtopf, oder auch Lufttopf genannt, an und saugt die erforderliche Luft durch

diesen hindurch. Der im Verhältniß zur Rohrleitung weite Raum dieses Gefäßes bedingt es, daß die Luft mit geringer Geschwindigkeit durch das Gefäß sich fortbewegt. Die mitgerissenen Staubtheilchen finden sonach Zeit, im Lufttopf niederzusinken und sich am Boden anzusammeln. Der größere Luftbehälter, der durch den Lufttopf vor dem Einlaßventil gebildet wird, verringert aber auch das Geräusch des arbeitenden Ventiles.

Der Auslaßtopf, oder auch Auspufftopf genannt, wird hinter dem Auslaßventil aufgestellt, sodaß die Verbrennungsgase den Topf passiren müssen, bevor sie ins Freie gelangen. Auch in diesem Topf werden durch die geringe Geschwindigkeit, welche die ausströmenden Gase innerhalb des Topfes annehmen, die mitgerissenen Wasser- und Schmieröltheilchen niedergeschlagen. Der Auslaßtopf soll aber auch dazu dienen, das puffende Geräusch der Abgase, welche die Maschine ausstößt, zu verringern. Wenn auch bei Anwendung nur eines Auslaßtopfes dieses Geräusch nicht ganz beseitigt wird, so kann man doch durch Anordnung einer Anzahl von Auslaßtöpfen, von denen jeder etwa 3 m von dem anderen entfernt ist, dies erreichen.

Der Gummibeutel. Wird das Gas direkt aus einer Gasleitung angesaugt, so würde diese plötzliche Gasentnahme auf einer längeren Strecke der Gasleitung fühlbar werden und störende Zuckungen der Beleuchtungsflammen verursachen, welche auf dieser Strecke von der Gasleitung gespeist werden sollen. Durch die plötzliche Gasentnahme während der Ansaugeperiode des Gasmotors wird das Gas stoßweise nachströmen und die Leitung einen schwankenden Druck zeigen müssen. Dadurch kann aber auch das Mischungsverhältniß des Gasluftgemisches, welches in den Gasmotor eingesaugt wird, ein ungleiches werden. Um diese Uebelstände zu vermeiden, wird deshalb vor dem Gasmotor ein Gummibeutel in die Rohrleitung eingeschaltet, welcher etwa 10—15mal soviel Gas aufzunehmen im Stande ist, als die Gasmaschine zu einer Füllung gebraucht. Je höher der Gasdruck und je enger die Leitung ist, um so größer wird der Gasvorrath in dem Gummibeutel sein müssen. Der Gummibeutel bildet einen Gasbehälter, der unter Wirkung einer Federkraft steht und das Gas, entsprechend dieser Kraft, in die Gasleitung hineindrückt, unabhängig davon, ob mehr oder weniger Gas sich in dem Behälter befindet. Der Gummibeutel dehnt sich bei geschlossenem Einlaßventil, im Verhältniß zu dem Druck der Gasleitung, aus und zieht sich, während das Gas von dem Gasmotor abgesaugt wird, in Folge seiner Federkraft wieder zusammen.

Die Gummibeutel sollen so nahe als möglich an dem Gasmotor angebracht werden, jedenfalls nicht über 1 m entfernt. Wo ein Beutel nicht ausreicht, können zwei oder mehrere über einander in der Rohrleitung eingeschaltet werden. In diesem Falle soll zwischen je zwei Beuteln ein Hahn vorgesehen sein, hinter dem letzten Beutel aber soll ein Hahn hineingesetzt werden, durch den die Gasleitung abgeschlossen werden kann. Bevor man den Motor anhält, wird man diesen Hahn abschließen, damit alles in dem Beutel vorhandene Gas aufgebraucht wird.

Die Kühlwasserleitung und die Gasleitung der Gasmotoren. Wo eine städtische Wasserleitung nicht vorhanden ist, ordnet man einen Wasserbehälter in der Nähe des Gasmotors in einer solchen Höhe an, daß das Kühlwasser von

diesem aus durch den Kühlmantel des Cylinders cirkuliren kann. Es muß stets so viel Kühlwasser verwendet werden, daß die Temperatur des abfließenden Wassers 50—60° C. nicht übersteigt. Im Allgemeinen sind die Durchmesser der Rohre so zu wählen, daß sie etwa 50 Liter Wasser für die Pferdekraftstunde hindurch lassen. Die genaue Regulirung der durchfließenden Wassermenge kann durch einen Hahn erfolgen.

Die Gasleitung wird gewöhnlich an die städtische Gasleitung angeschlossen und deshalb das Gas mit einem Druck, welcher einer Wassersäule von 15 mm entspricht, dem Gasmotor zugeführt. Durch Einschalten von Gasdruck-Regulatoren pflegt man diesen Druck um etwa $^1/_3$ zu verringern.

Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau giebt für die Kühlwasserleitung und für die Gasleitung bei Otto'schen Motoren die auf Seite 682 stehende Tabelle.

Das Anlassen des Gasmotors bietet stets Schwierigkeiten, weil erst bei einer gewissen Geschwindigkeit des Schwungrades das richtige Gasluftgemisch, welches zündet, angesaugt wird. Wir wissen bereits, daß bei den Gasmotoren Einrichtungen getroffen werden, die dazu dienen, während des Anlassens die Compressionsperiode zu verkürzen. Nachdem man den Gashahn geöffnet und die Zündflamme angesteckt hat, kann man bei kleineren Gasmotoren das Schwungrad von Hand andrehen, bei größeren Motoren reicht die Menschenkraft nicht aus, um dem Schwungrad die nöthige Beschleunigung zu geben. Es werden deshalb besondere Anlaßvorrichtungen gebaut. Eine solche ist:

Die Anlaßwinde, wie sie die Gasmotorenfabrik Deutz in Köln-Deutz baut — Fig. 774. Neben dem Schwungrade oder der Riemenscheibe des Motors ist auf der Schwungradwelle W die Anlaßwinde, welche Fig. 775 in großem Maaßstabe wiedergiebt, aufgesetzt und nur durch die gefederten Klinken K_1 und K_2

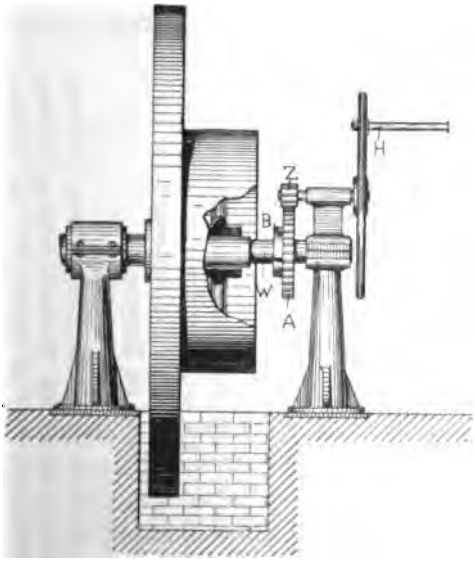


Fig. 774.

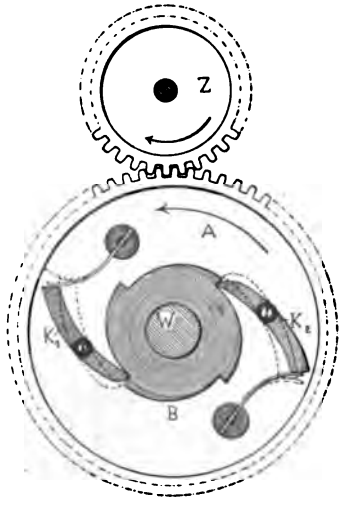


Fig. 775.

1. Liegende und stehende eincylindrige Gasmaschinen.

Größe in effektiven Pferdestärken	Lichte Rohrweiten in engl. Zoll und Millimetern												
	½	1	2	3	4	5	6	8	10—12	16—20	25	30—35	40—50
Gasleitung: vom Regulirhahn an der Maschine bis zum Gummibeutel, nicht über 3 m	½"	¾"	¾"	1"	1"	1"	1¼"	1¼"	1¼"	1½"	2"	2½"	3"
Gasleitung: vom Gummibeutel bis auf eine Länge von 30 m	¾"	1"	1¼"	1½"	1½"	1½"	2"	2"	2½"	3"	3"	90 mm	100 mm
Gasleitung: Anschluß bis zur Hauptleitung auf etwa 100 m	1"	1¼"	1½"	2"	2"	2"	2½"	2½"	3"	90 mm	90 mm	100 mm	125 mm
Gasleitung: Abzweigung für die Schieberflammen vor dem Gasdruckregler	⅜"	½"	½"	½"	½"	½"	½"	½"	½"	1"	1"	1"	1"
Erforderliche Gasuhr für Flammen	5	10	20	30	30	30	50	60	80 bei 10 P.S. 100 „ 12 „	150	200	200	300
Ausströmleitung für verbrannte Gase	1"	1¼"	1½"	1½"	2"	2"	2½"	3"	100 mm	125 mm	125 mm	125 mm	150 mm
Kühlleitung: durch Wasser aus Druckwasserleitung, Zuleitung	¼"	¼"	¼"	¼"	¼"	¼"	½"	½"	½"	¾"	1"	1"	1¼"
Kühlleitung: durch Wasser aus Druckwasserleitung, Ableitung	¾"	¾"	¾"	¾"	¾"	¾"	¾"	¾"	1"	1¼"	1½"	1½"	1½"
Kühlleitung: durch Kreislauf des Wassers, Zu- und Ableitung	¾"	1"	1"	1"	1¼"	1¼"	1½"	1½"	2"	—	—	—	—

2. Liegende Zwillingsmaschinen.

Größe in effektiven Pferdestärken	Lichte Rohrweiten in engl. Zoll und Millimetern								
	4	6	8	12	16	20—25	30	40	50—60
Gasleitung: vom Regulirhahn an der Maschine bis zum Gummibeutel, nicht über 3 m	¾"	1"	1¼"	1½"	1½"	2"	2"		
Gasleitung: vom Gummibeutel bis auf eine Länge von 30 m	1½"	2"	2"	2½"	2½"	2"			
Gasleitung: Anschluß bis zur Hauptleitung auf etwa 100 m	2"	2½"	2½"	2"					
Gasleitung: Abzweigung für die Schieberflammen vor dem Gasdruckregler	1"								
Erforderliche Gasuhr für Flammen									
Ausströmleitung für verbrannte Gase									
Kühlleitung: durch Wasser aus Druckwasserleitung									
Kühlleitung: durch Wasser aus Druck									
Kühlleitung: durch Kreis									

mit ihr verbunden. Sie besteht aus einem cylindrischen Gehäuse A, welches an seinem Umfange verzahnt ist und mit einem kleinen Antriebsrade Z in Eingriff steht. Dieses kann durch die Handkurbel H gedreht werden. Auf der Schwungradwelle W ist ein Sperrrad B befestigt, in dessen Zähne die Sperrklinken K_1 und K_2 der Anlaßwinde sich einlegen. Beim Drehen der Handkurbel H wird die Drehbewegung auf die Anlaßwinde übertragen und diese nimmt durch Vermittelung ihrer Sperrklinken und des Sperrrades B die Schwungradwelle W des Motors mit. Sowie die Maschine in Gang kommt, wird ihre Geschwindigkeit größer, als die der Anlaßwinde, das Sperrrad B eilt den Sperrklinken vor und sie kommen außer Eingriff.

Eine Anlaßvorrichtung mit Motorbetrieb ist in Fig. 776 dargestellt. In der Nähe des Gasmotors G ist ein Hilfsmotor M aufgestellt, von dessen

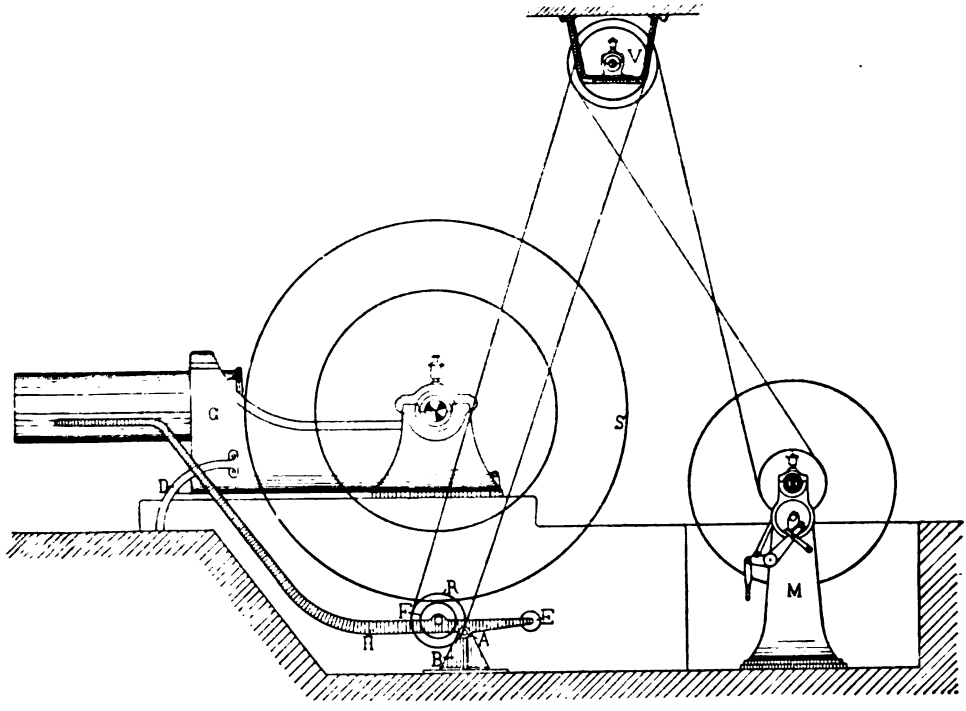


Fig. 776.

Riemenscheibe ein Vorgelege V angetrieben wird. Die Anlaßvorrichtung ist unter dem Schwungrad S des Gasmotors angeordnet. Sie besteht aus einem Hebel H, der in den Böcken B auf der Achse A drehbar lagert. Er trägt eine Riemenscheibe R und eine Reibungsscheibe F auf einer gemeinsamen Achse. Durch Anheben des Hebels H kann die Reibungsscheibe gegen den Umfang des Schwungrades S gebracht werden. Die Riemenscheibe R wird von dem Vorgelege V aus angetrieben und

dadurch auch die Reibungsscheibe F in Umdrehung versetzt. Das freie Ende des Hebels H ist bis an den Gasmotor verlängert und führt sich in einem Bügel D an dem Gestell desselben. Zum Ausgleich der Massengewichte ist der Hebel über seinen Drehpunkt hinaus verlängert und an seinem Ende ein Gegengewicht G befestigt, sodaß der Hebel leicht auf- und niederbewegt werden kann. Ist die Reibungsscheibe R durch den Hilfsmotor M in Umdrehung versetzt und wird sie durch Anheben des Hebels H gegen den Umfang des Schwungrades S gepreßt, so wird dieses mitgenommen und der Motor in Gang gebracht. Sobald dies der Fall ist, wird durch Niederdrücken des Hebels H die Reibungsscheibe F von dem Schwungrade entfernt und der Hilfsmotor außer Thätigkeit gesetzt. Der Hilfsmotor kann selbst eine Gasmaschine sein oder eine Maschine, welche durch Druckluft, Wasser oder durch ein anderes Mittel in Thätigkeit gesetzt wird.

Die Benzin- und die Petroleummotoren.

Bei diesen Motoren wird, wie wir bereits wissen, das Gas von flüssigem Benzin oder Petroleum als Triebkraft benutzt, indem es wie das Leuchtgas mit Luft gemischt hinter dem Kolben einer Cylindermaschine verbrannt wird. Die Bauart der Benzin- und Petroleummotoren unterscheidet sich von denen der Gasmotoren fast nur durch die Einrichtung, welche zur Vergasung, bezw. zur Zerstäubung der Flüssigkeit dient.

Ueber die Eigenschaft beider Flüssigkeiten, die für diese Motoren als Betriebsmittel dienen, äußert sich G. Liekfeld*) etwa: „Das Benzin verdunstet schon bei gewöhnlicher Lufttemperatur so stark, daß es mit der Luft ein entzündbares Gemisch bildet. Man kann deshalb das zum Betrieb des Motors erforderliche Gemisch dadurch herstellen, daß man die nöthige Luftmenge durch den Benzinvorrath hindurchstreichen und mit Benzindämpfen sich sättigen läßt. Es wird aber auch die Leitung so hergestellt, daß die abgemessene Benzinmenge von dem Vorrath getrennt und durch die Betriebsluft zerstäubt wird. Dabei wird die Luft mit den Benzindämpfen gesättigt und innig vermischt."

Der einzige Uebelstand des Benzins als Betriebsmittel ist seine Feuergefährlichkeit. Die Gefahr einer Benzinexplosion ist bei Undichtigkeiten der Leitung ohne Weiteres vorhanden. Auch das Umfallen des Benzins in der Nähe einer brennenden Flamme, ja selbst die Zündflamme des Motors kann Veranlassung zur Explosion geben. Aus diesem Grunde wird auch das Benzin in eisernen Fässern aufbewahrt, die in besonderen Räumen zur Aufstellung kommen. Auch wird anstatt der Flammenzündung die elektrische Zündung bei den Benzinmotoren bevorzugt.

Das Petroleum ist dagegen eine Betriebsflüssigkeit, welche bei gewöhnlicher Lufttemperatur nur wenig verdunstet und selbst fein verstäubt und mit Luft

*) G. Liekfeld, „Die Petroleum- und Benzinmotoren".

gemengt nicht auf einmal verbrennt, wie das Benzin. Zur Bildung eines gleichmäßigen Gemisches aus Luft und Petroleumdampf ist es von Wichtigkeit, daß die Verdampfung sich über die ganze Saug-Periode erstreckt und entsprechend der Kolbenbewegung wächst, dessen Geschwindigkeit bis zur Hubmitte bekanntlich zunimmt, von dort aber wieder abnimmt. Berücksichtigt man aber, daß zu jeder Leitung nur eine sehr geringe Menge Petroleum gehört, so folgt daraus, daß die zur Förderung, Fortleitung und Regelung der dem Petroleumzufluß dienenden Einrichtungen sehr sicher ausgeführt sein müssen. Erschwerend für die Förderung wirkt dabei mit, daß das Petroleum eine außerordentlich dünne Flüssigkeit ist, welche bezüglich des Dichthaltens der Stopfbüchsen, der Hahnventile und der Rohrverbindung die denkbar größten Anforderungen an die Ausführung stellt.

Es kann angenommen werden, daß das beste Arbeitsverfahren für Petroleummotoren darin besteht, das Petroleumgemisch während des ganzen Saughubes — entsprechend der wachsenden und wieder abnehmenden Geschwindigkeit des Arbeitskolbens — dem Verdampfer zuzuführen, und zwar so, daß sich das Petroleum innerhalb des Verdampfers vollständig in Dampf umwandelt und nach beendigter Verbrennung keine Spur flüssigen Petroleums im Verdampfer zurückbleibt. Dazu muß der Verdampfer auf einer Temperatur von wenigstens 300° C. erwärmt bleiben, weil bei dieser Temperatur der Siedepunkt der am schwersten flüchtigen Bestandtheile des Petroleums liegt.

Wir können zwei Arten von Petroleummotoren unterscheiden, und zwar:

1. Petroleummotoren mit Verdampfern, bei denen das Petroleum und die Luft vor dem Einlaßventil gemischt wird und die Verdampfung während oder nach der Mischung erfolgt.

2. Petroleummotoren mit Verdampfern, bei denen das Petroleum und die Luft in dem Arbeitscylinder selbst gemischt werden und zwar nach der Verdampfung des Petroleums.

Bei den Verdampfern der ersten Art muß die Wärmemittheilung eine so große sein, daß alles an die Wandungen des Gefäßes geschleuderte Petroleum verdampft. Zugleich mit dem Petroleum wird aber auch die Luft erwärmt, und je höher die Erwärmung getrieben wird, desto weniger Luft wird angesaugt*), Bei stark erwärmten Gemischen treten aber auch heftige Explosionen auf, und es entstehen starke Stöße.

Bei der zweiten Art von Petroleummotoren kommt der größte Theil der Verbrennungsluft mit den Dämpfen gar nicht in Berührung. Dieser kann deshalb sehr heiß sein, ohne die Leistung wesentlich zu beeinflussen und ohne schädliche Stöße zu verursachen, selbst wenn der Verdampfer auf Rothglut erhitzt wird. Da erst während der Compression eine genügende Menge Verbrennungsluft zu dem Petroleumdampf in den Verdampfer hineingepreßt wird, so kann der Verdampfer selbst als Zündrohr verwendet werden.

---

*) „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure".

Die Benzin- und Petroleummotoren ſind faſt alle, wie die Gasmotoren, als Viertaktmaſchinen gebaut. Zur Zündung werden wie dort Glührohre benutzt, ſie werden aber mittelſt Petroleumlampen erwärmt. Das Petroleum wird der Lampe von einem Oelbehälter zugeführt, der höher als dieſe ſteht, oder aus einem geſchloſſenen Gefäß, das unter Druck geſetzt wird. Aus dem erwärmten Brennerkopf tritt das Petroleum als feiner Dampfſtrahl, der die nöthige Verbrennungsluft durch ſeine lebendige Kraft mit ſich reißt, aus, der alſo nach Art des Bunſenbrenners gebaut iſt.

Benzinmotor-Arten.

In ihrem geſammten Aufbau unterſcheiden ſich die Benzinmotoren von den Gasmotoren nur wenig. Eine Benzinmotor-Anlage nach Ausführung der Gasmotorenfabrik Deutz in Köln-Deutz iſt ſchematiſch in Fig. 777

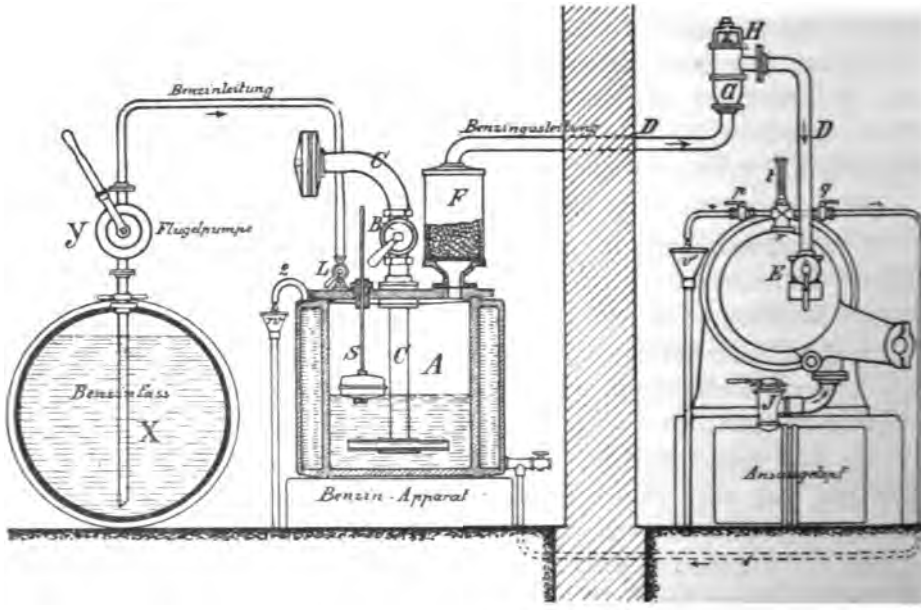


Fig. 777.

dargeſtellt. Das Gasgemiſch wird bei dieſem Motor in einem beſonderen Behälter erzeugt, und zwar dadurch, daß die Luft durch das flüſſige Benzin hindurchſtreicht. Der Benzinapparat iſt ein gußeiſernes Gefäß A, das theilweiſe mit Benzin gefüllt wird. In dieſem Apparat reicht das Luftrohr C bis nahe an den Boden. Es iſt außen mit einem feinen Sieb abgeſchloſſen, um das Eindringen von Staub zu verhüten. An ſeinem unteren Ende iſt es aber mit einem weiten, brauſenartigen Kopf verſehen, um die Luft in fein vertheilten

Strahlen durch das Benzin aufsteigen zu lassen. Auf dem Deckel des Gefäßes A ist der Topf F befestigt, von welchem die Rohrleitung D nach dem Motor abzweigt. Wenn durch die Saugwirkung des Motors eine Luftverdünnung in der Leitung D erzeugt wird, so wird in Folge dessen die äußere Luft durch das Rohr C nachgesaugt und durch den brausenförmigen Kopf desselben in feinen Bläschen durch das flüssige Benzin aufsteigen. Dabei räuchert sie sich mit Benzindämpfen an und strömt als Benzingas durch die Leitung D nach dem Motor.

Damit die Zündung im Arbeitscylinder auf den Brennapparat nicht zurückwirken kann, sind eine Anzahl Sicherheitsvorrichtungen in die Leitung D eingeschaltet. Zunächst ein Rückschlagventil G, welches in dem Falle, wenn sich eine Entzündung von Benzindämpfen aus dem Motor in die Leitung D fortsetzt, das Zurückschlagen der Flamme nach dem Benzinapparat verhindert; ferner ein Sicherheitsventil H, welches den Explosionsdruck, der von dem Motor aus nach der Leitung D sich fortsetzen sollte, sofort durch selbstthätige Oeffnungen unschädlich macht, und endlich der Topf F auf dem Deckel des Gefäßes A. Er ist theilweise mit Kies gefüllt und dazu bestimmt, die zurückschlagende Flamme für den Fall, daß das Rückschlagventil versagt, zu ersticken.

Zum Zwecke der Erwärmung des Benzins ist das Gefäß A mit einem Wassermantel umgeben, durch welchen das heißgewordene Kühlwasser des Motors hindurchgeleitet wird. Die Erwärmung des Benzins ist deshalb nothwendig, weil durch seine immerwährende Verdunstung eine starke Abkühlung eintritt. Bei kalter Witterung kann dadurch die Temperatur des Benzins soweit sinken, daß die Verdunstung eine mangelhafte wird. Das in dem Motor erhitzte Kühlwasser tritt durch den Rohrstutzen r — je nach der Stellung der beiden Hähne p und q — entweder direkt in den Abflußtrichter v aus oder durch die Rohrleitung 1 nach dem Wassermantel des Benzinapparates, den es durchströmt, um durch das Rohr 2 nach dem Trichter w abzufließen.

Sowohl der Benzinapparat A, der auch als Vergaser bezeichnet wird, als auch das Benzinfaß X sind in einem besonderen Raume aufgestellt. Eine Benzinleitung geht vom Boden des Fasses nach dem Deckel des Gefäßes A und kann an dieser Stelle durch den Hahn L abgestellt werden. Oberhalb des Fasses ist die Flügelpumpe y in die Benzinleitung eingeschaltet. Ein Schwimmer S in dem Gefäß A läßt den Stand des flüssigen Benzins in dem Gefäß erkennen.

Zur Bildung des richtigen Gasgemisches ist eine bestimmte Luftmenge nothwendig. Die Luftmenge, welche das Gasgemisch bei seiner Erzeugung erhält, also dadurch, daß die Luft durch das flüssige Benzin angesaugt wird, ist zur vollkommenen Verbrennung nicht ausreichend. Es wird deshalb am Motor eine besondere Luftleitung angeordnet und der Luftzufluß durch den Lufthahn J geregelt. Wenn bei warmem Wetter die Benzinverdampfung eine reichliche ist, muß durch den Hahn J eine größere Menge Luft zugelassen werden, umgekehrt wird bei mangelhafter Verdunstung des Benzins der Luftzutritt durch den Hahn J verringert.

Ein Benzinmotor mit elektrischem Zündapparat nach Ausführung der Gasmotorenfabrik Deutz in Köln-Deutz ist in Fig. 778 dargestellt. Die Anordnung des Einlaßventiles sowohl, wie die des Auslaßventiles ist die gleiche

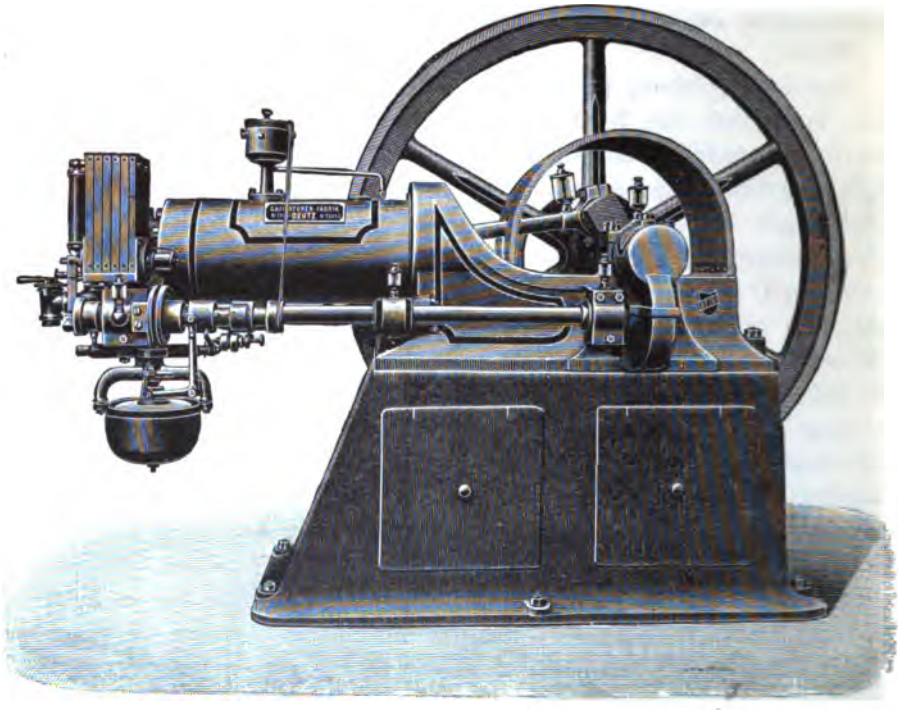


Fig. 778.

wie bei dem Gasmotor, der auf Seite 658 ff. besprochen wurde. Die Steuerungsorgane werden wie dort von einer zum Cylinder parallel gelagerten Steuerwelle bewegt. Das Gasgemisch gelangt durch ein Regulirventil von dem Vergaser in einen Mischraum, in welchem ihm die noch fehlende Luft zugeführt wird. Der Centrifugalregulator wirkt direkt auf das Regulirventil.

Der elektrische Regulirapparat ist in seiner gesammten Anordnung in Fig. 779 wiedergegeben, während Fig. 780 den dazugehörigen Stromunterbrecher in vergrößertem Maaßstabe darstellt. Durch Schwingung einer Drahtspule zwischen Magnetstäben wird ein Inductionsstrom erzeugt. Der Stromkreis dieses elektrischen Stromes wird in den Zündraum des Arbeitscylinders geführt und während der größten Stromstärke unterbrochen. Dabei springt ein elektrischer Funke an der Unterbrechungsstelle über und entzündet das Gasgemisch.

Der Inductionsapparat J besteht aus einer Reihe von Magnetstäben und einer zwischen diesen gelagerten Drahtspule, welche auf einem eisernen Anker aufgewickelt ist. Die Spule trägt an der einen Seite den kleinen Hebel a b, von welchem sie eine schwingende Bewegung erhält. Von einer Spiralfeder innerhalb der Hülse m wird der Hebel in seiner Ruhelage gehalten, bei jeder Umdrehung der Steuerwelle aber drückt der Nocken c den Hebel a b auf die Seite und letzterer schwingt unter Wirkung der Feder in seine Ruhelage wieder zurück.

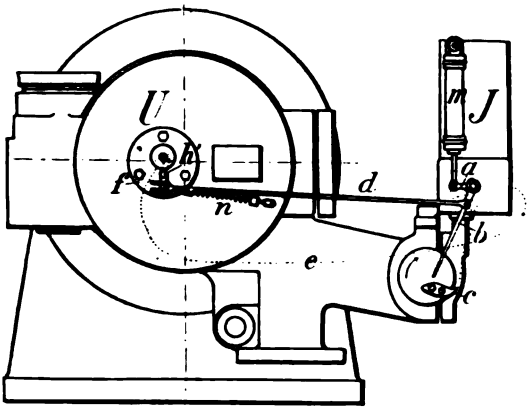


Fig. 779.

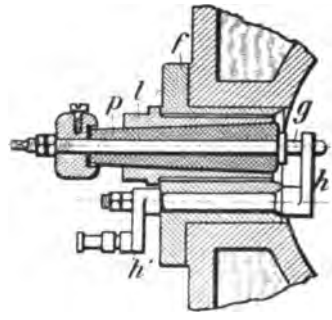


Fig. 780.

Durch diese Hebelbewegung wird die Drahtspule in Bewegung gesetzt und erzeugt durch Einwirkung der Magnetstäbe einen elektrischen Strom.

Der Stromunterbrecher U ist in einem Stutzen f eingebaut, der in dem Arbeitscylinder eingesetzt ist. Er besteht — Fig. 780 — aus dem Contaktstift g und dem zweiarmigen Contakthebel h und h_1. Der Stift g sitzt in einem isolirenden Porzellanconus p, der in einer messingenen Hülse l steckt, mittelst welcher er in den Stutzen f eingeschraubt wird.

Wenn der innere Arm h des Contakthebels am Contaktstift g anliegt, so kann der von der Spule ausgehende elektrische Strom durch den Leitungsdraht e den Contaktstift g und den Contakthebel h h_1 durchlaufen. Diese Lage des Contakthebels wird durch die Schraubenfeder n gesichert, welche an dem äußeren Arm h_1 angreift. Sobald aber die Zugstange d, die den Schwinghebel a b mit dem Arm h_1 des Contakthebels verbindet, beim Zurückschwingen des ersteren den Contakthebel aus seiner Lage bringt, wird der Stromkreis unterbrochen, und es springt zwischen dem Contaktstift g und dem von ihm abgehobenen Arme h ein elektrischer Funken über.

Der Brennstoffverbrauch dieser Benzinmotoren wird von der Fabrik auf 0,4—0,5 kg für die Pferdekraftstunde angegeben. Die Motoren werden von ihr in Größen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Bezeichnung der Maschinengröße in Pferdestärken		1	2	3	4	5	6	8	10	12
Umdrehungszahl in der Minute		230	230	230	210	200	200	180	180	180
Durchmesser der Riemenscheibe in Metern		0,200	0,300	0,400	0,450	0,550	0,600	0,750	0,800	0,950
Breite der Riemenscheibe in Metern		0,150	0,170	0,210	0,250	0,270	0,290	0,310	0,350	0,350
Riemenbreite in Metern		0,070	0,080	0,100	0,120	0,130	0,140	0,150	0,170	0,170
Ungefähres Gewicht des Motors	etwa netto Kilogramm	570	760	1000	1400	1700	1900	2500	3400	3500
	" brutto "	720	930	1200	1600	2000	2200	2900	3900	4000
" " der Benzinapparate	" netto "	400	400	420	510	510	730	730	1050	1050
	" brutto "	480	480	500	590	590	850	850	1260	1260

Für elektrischen Lichtbetrieb.

Bezeichnung der Maschinengröße in Pferdestärken	1	2	3	4	5	6	8	10	12
Umdrehungszahl in der Minute	230	230	230	210	200	200	180	180	180
Riemengeschwindigkeit in der Sekunde in Metern	15,6	16,8	18,1	17,6	17,8	18,8	18,8	19,8	20,7
Durchmesser des Schwungrades in Metern	1,300	1,400	1,500	1,600	1,700	1,800	2,000	2,100	2,200
Kranzbreite in Metern	0,090	0,100	0,110	0,110	0,130	0,140	0,170	0,180	0,180
Riemenbreite in Metern	0,060	0,060	0,080	0,100	0,100	0,100	0,120	0,140	0,140

Ein Benzinmotor stehender Anordnung, wie ihn Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover bauen, zeigt Fig. 781. Seine Zündvorrichtung ist in Fig. 782 dargestellt. Die Einrichtung dieses Motors unterscheidet sich von dem Seite 671 besprochenen Gasmotor dieser Fabrik nur in der Anordnung der Ventile. Es ist nämlich an dem Gehäuse des bei dem Gasmotor gebräuchlichen Mischventiles ein Zerstäuber 3 angebracht, welcher durch einen freien ringförmigen Schlitz den flüssigen Brennstoff während der Ansaugperiode in feinvertheiltem Zustande hindurchströmen läßt. Die Menge der Flüssigkeit wird dabei durch ein Ventil geregelt. Die Zuflußleitung des Benzins mündet über einem wagerecht laufenden Zerstäuberteller, welcher von einer Klappe so abgedeckt ist, daß an seinem Umfange nur ein schmaler ringförmiger Schlitz von etwa $^1/_2$ mm Höhe frei bleibt. Auf der Spindel des Abschlußventiles für das Benzin ist ein Kolben befestigt, welcher gegen den Ansaugraum des Motors hin das Ventilgehäuse abschließt

Sobald dieſer angeſaugt wird, hebt er das Abſchlußventil an und geſtattet einerſeits dem Benzin den Austritt, anderſeits der Luft durch die ringförmige Oeffnung am Zerſtäuberteller den Eintritt in den Cylinder. Das feinvertheilt aus dem ringförmigen Schlitz am Zerſtäuberteller austretende Benzin wird durch die einſtrömende Luft mitgeriſſen und völlig zerſtäubt. Mit aufhörender Saugwirkung ſchließt ſich das Benzinventil ſelbſtthätig. Damit ein genügender Ueberdruck vorhanden iſt, muß der Vorrathsbehälter für das Benzin etwa 2 m über dem Boden des Maſchinenraumes aufgeſtellt ſein.

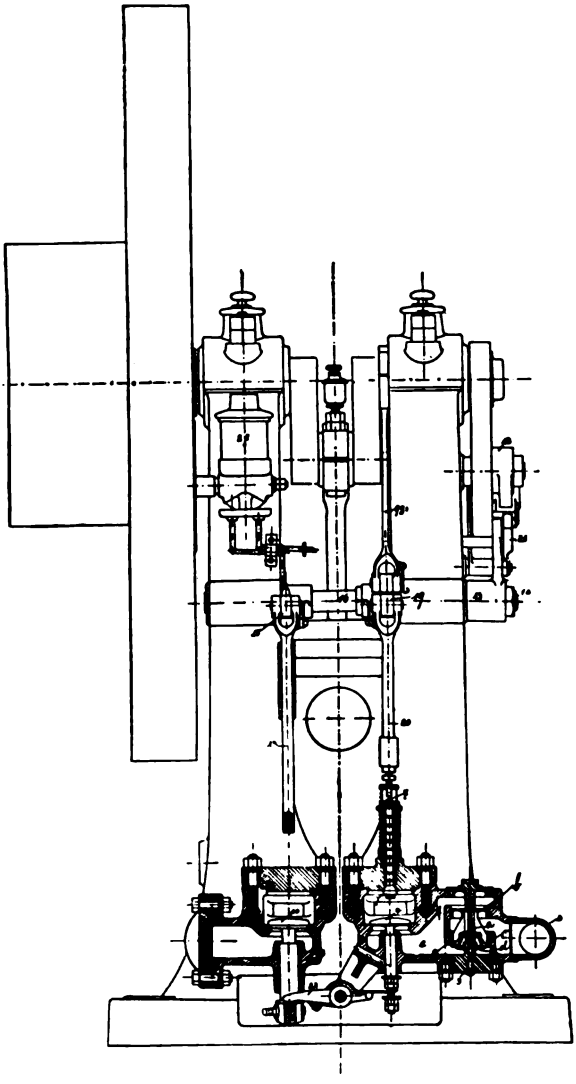


Fig. 781.

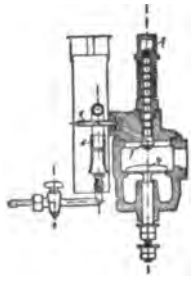


Fig. 782.

Während man bei den Benzinmotoren mit Rückſicht der Feuergefährlichkeit des Benzins der elektriſchen Zündung den Vorzug giebt, verwendet man bei dem Petroleummotor ausſchließlich die einfache Glührohrzündung. Ein liegender Petroleummotor der Dresdner Gasmotorenfabrik in Dresden iſt in

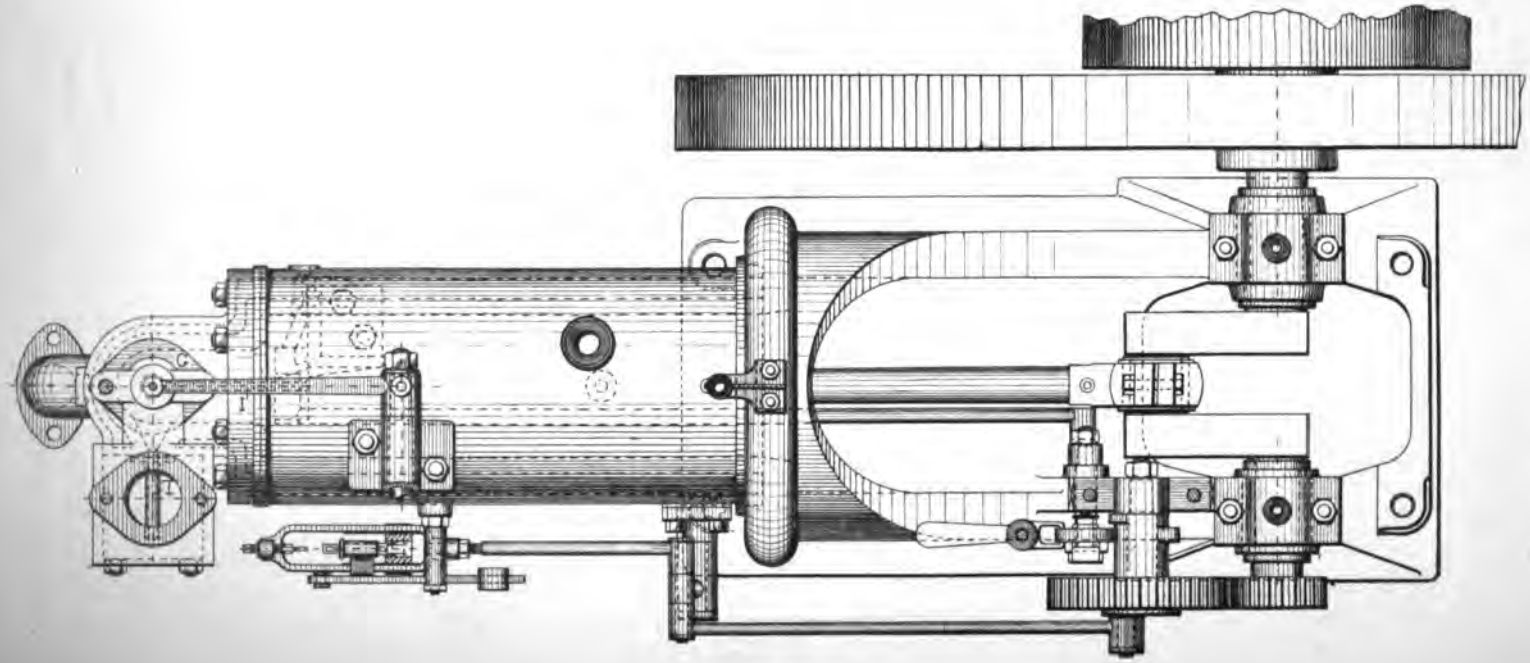


Fig. 783.

Fig. 783 im Aufriß, in Fig. 784 im Grundriß und in Fig. 785 im Schnitt dargestellt. Die allgemeine Anordnung entspricht der des Gasmotors dieser Fabrik, der auf Seite 664 besprochen worden ist. Bewegt sich der Arbeitskolben nach der Kurbelwelle hin, so übt er eine saugende Wirkung aus und öffnet das Einlaßventil G. Die Saugwirkung des Kolbens veranlaßt aber auch den Niedergang des Luftventiles p und dieses drückt das Petroleumventil q auf. Nun strömt die äußere Luft durch das Einlaßrohr o ein und das Petroleum durch die Löcher t, nachdem es durch die Zuleitung m das Ventil q passirt hat. Die Verbindung zwischen m und q wird durch eine Schraubenspindel geregelt, die mittelst des Hebels n gedreht werden kann. Luft und

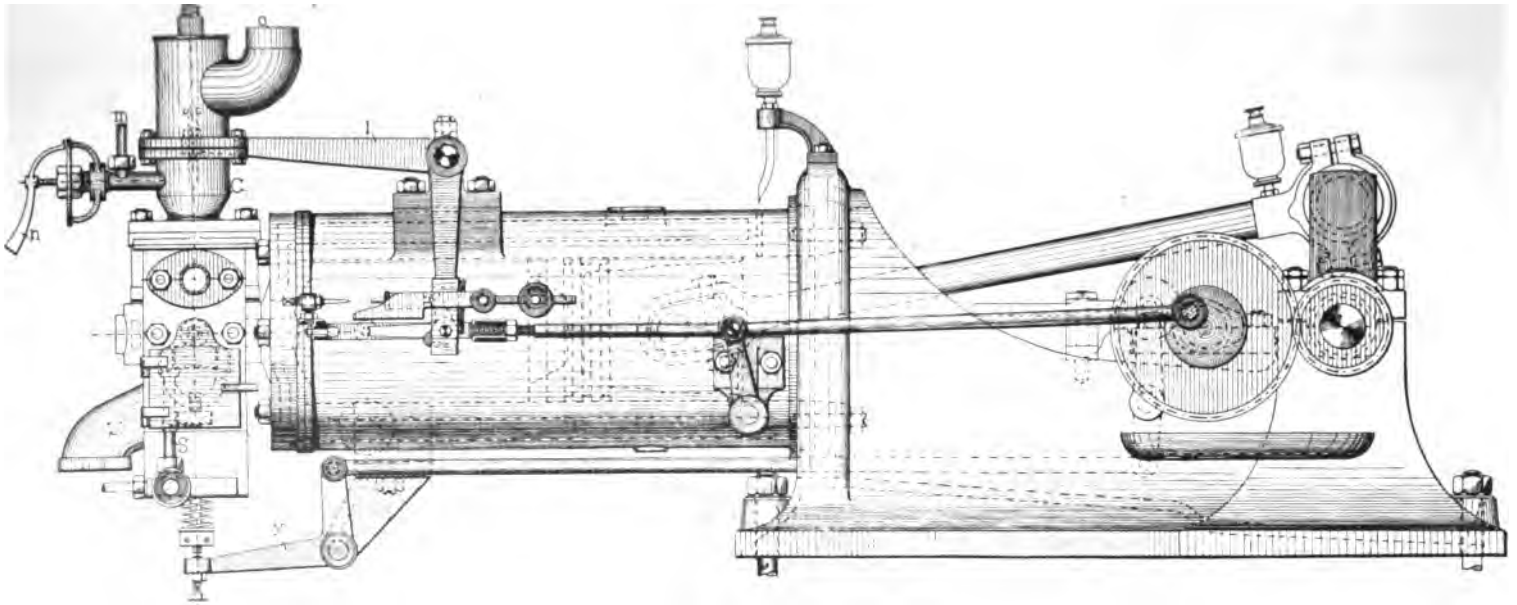


Fig. 784.

Petroleum treten vermischt in den Verdampfer R ein, und da dieser durch die Lampe S heiß gehalten wird, wandelt sich das flüssige Petroleum in Dampf um. Das Luftgemisch tritt schließlich durch das offene Einlaßventil G in den Arbeitscylinder. Sobald der Kolben in seiner äußersten Stellung angekommen ist, hört seine Saugwirkung auf, und sowohl die Ventile p und q, als auch das Ventil G schließen sich.

Der zurückkehrende Kolben drückt das Gasgemisch im Cylinder zusammen. Hat er seine zweite Endstellung erreicht, dann ist auch das Gasgemisch in das Zündrohr T, welches ebenfalls von der Flamme der Lampe S erwärmt wird, soweit zusammengedrückt, daß es die glühende Zone des Zündrohres erreicht und die Zündung erfolgt.

Die explosionsartige Zündung des Gemisches treibt den

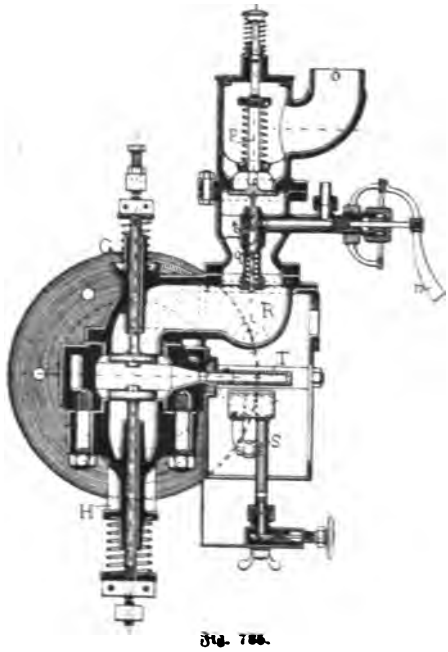
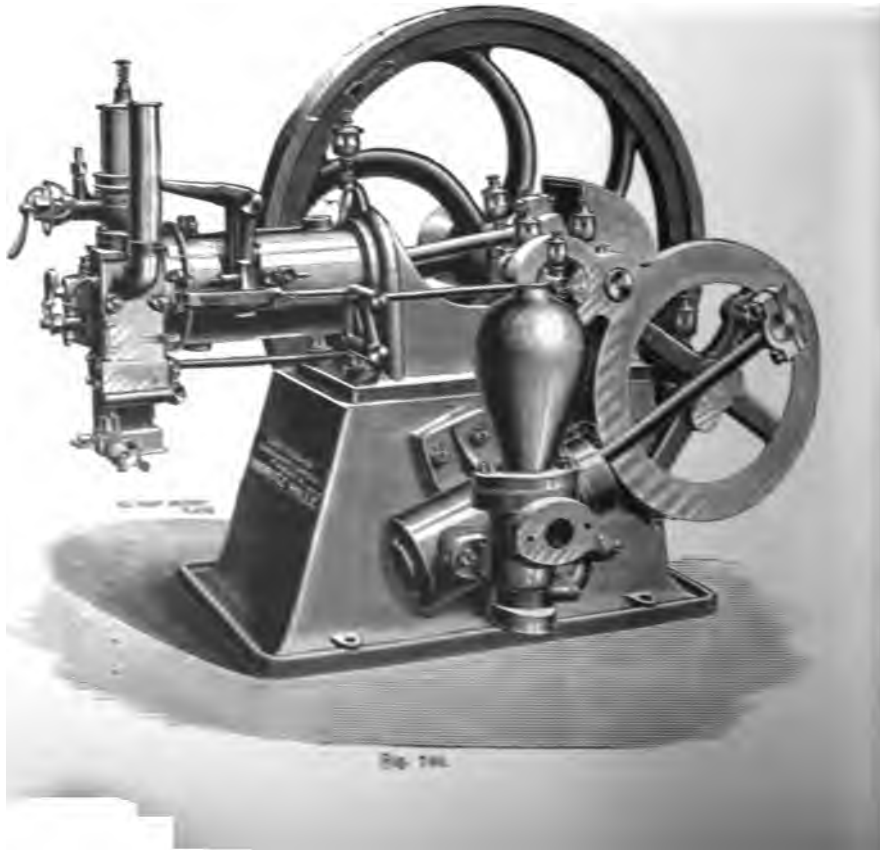


Fig. 785.

Kolben mit einem Druck von etwa 15 Atmosphären vorwärts. Alle Ventile werden dabei geschlossen gehalten, bis, kurz bevor der Arbeitskolben seine äußerste Stellung erreicht hat, der Winkelhebel y das Auslaßventil H öffnet. Der zum zweiten Male zurückkehrende Kolben drängt nunmehr durch das offengelassene Auslaßventil die Verbrennungsprodukte aus dem Cylinder heraus.

Die Petroleummotoren dieser Art werden für 1—8 Pferdestärken mit einem Schwungrade und für 10—60 Pferdestärken mit zwei Schwungrädern gebaut. Als eincylindrige Maschinen werden sie bis 30 Pferdestärken ausgeführt, größere Maschinen zweicylindrig.

Ein Petroleummotor dieser Art von $^3/_4$ Pferdestärke ist in Verbindung mit einer Pumpe in Fig. 786 dargestellt. Die Pumpe ist am Sockel des Motors befestigt und wird von der Kurbelwelle aus durch Stirnräder angetrieben.



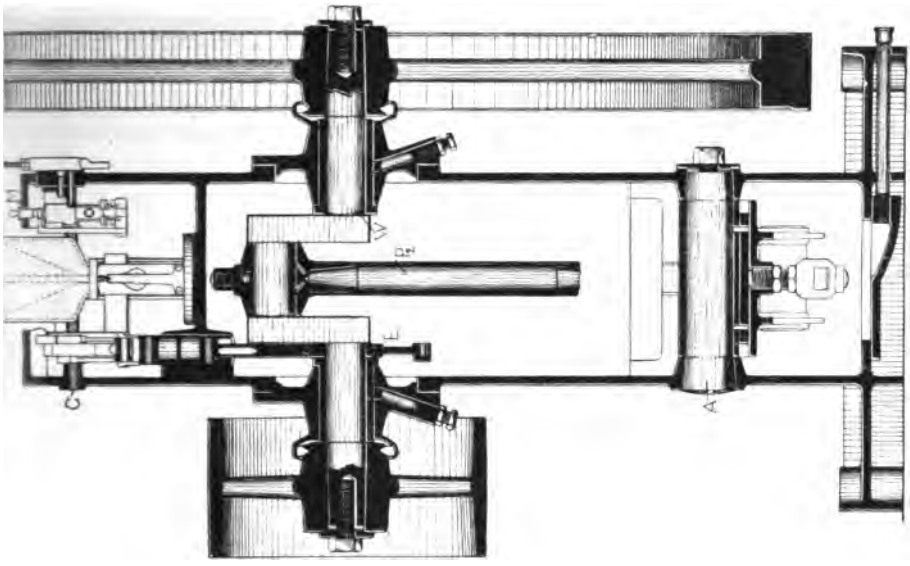


Fig. 788.

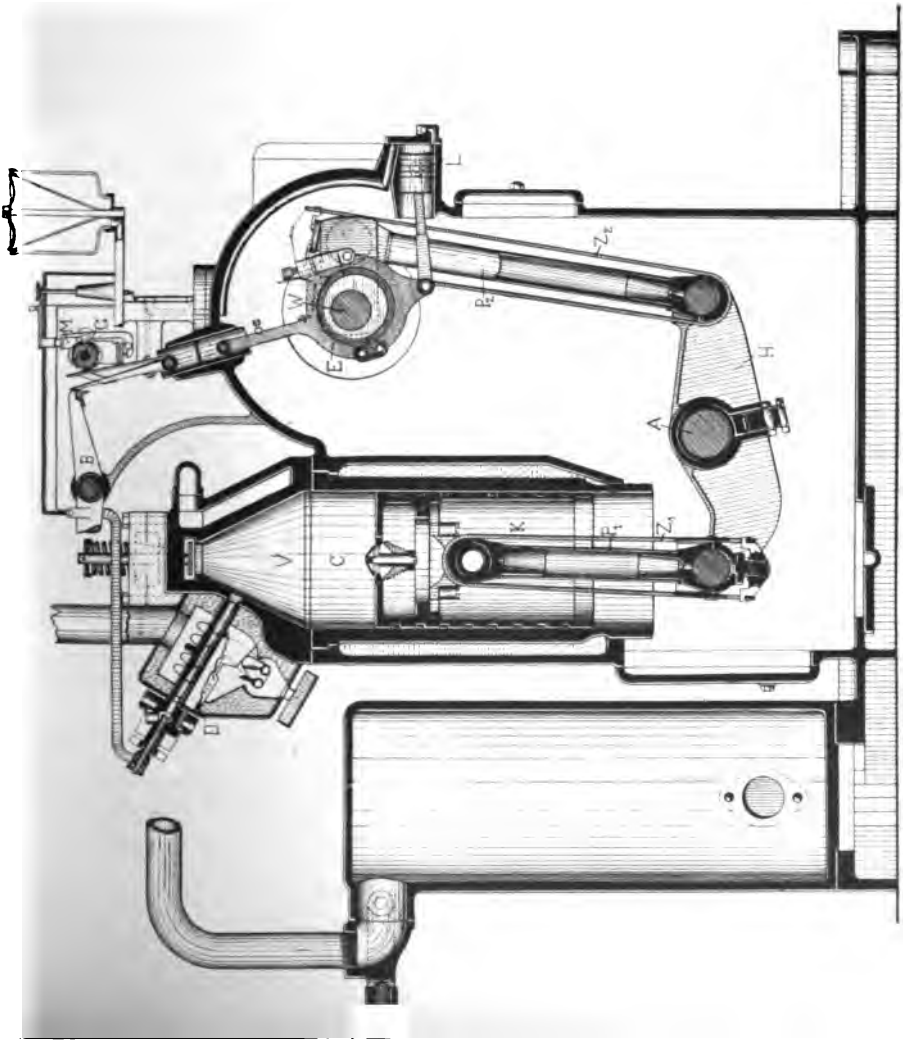


Fig. 787.

Der Petroleummotor von E. Capitaine & Co. ist nach Ausführungen der Maschinenfabrik von Fritz Scheibler in Aachen in Fig. 787 und 788 dargestellt. In dieser Ausführungsform wird er namentlich für 1—6 Pferdestärken gebaut.*) Um dem Motor eine möglichst gedrängte Form zu geben, wurde von der gewöhnlichen Bauart der Dampfmaschinen abgewichen und die Kolbenbewegung nicht direkt auf die Kurbelwelle übertragen, sondern durch Vermittelung eines Zwischenhebels. Dadurch werden aber auch die Erschütterungen, welche durch die schwingenden Massen hervorgerufen werden, so weit verringert, daß der Motor auch ohne Fundament aufgestellt werden kann. Der Arbeitskolben K des Cylinders C ist durch Vermittelung der Pleuelstange P_1 einem doppelarmigen Hebel H angehängt, welcher auf der Achse A drehbar lagert. Seine Bewegung wird sonach durch diesen Doppelhebel und durch die Pleuelstange P_2 auf die Kurbelwelle W übertragen. Die Anzahl der Drehpunkte ist dadurch zwar um drei vermehrt; es wird aber der Seitendruck, der bei der unmittelbaren Verbindung des Kolbens mit der Kurbelwelle durch die Pleuelstange auf den Kolben ausgeübt wird, sehr verringert. Die Lagerschalen der Pleuelstangen werden mittelst der Zugbänder Z_1, bezw. Z_2 gleichzeitig angespannt und zusammengehalten.

Der Verdampfer D steht, wie Fig. 789 in größerem Maaßstabe zeigt, mit dem Verbrennungsraume V des Cylinders in ununterbrochener Verbindung.

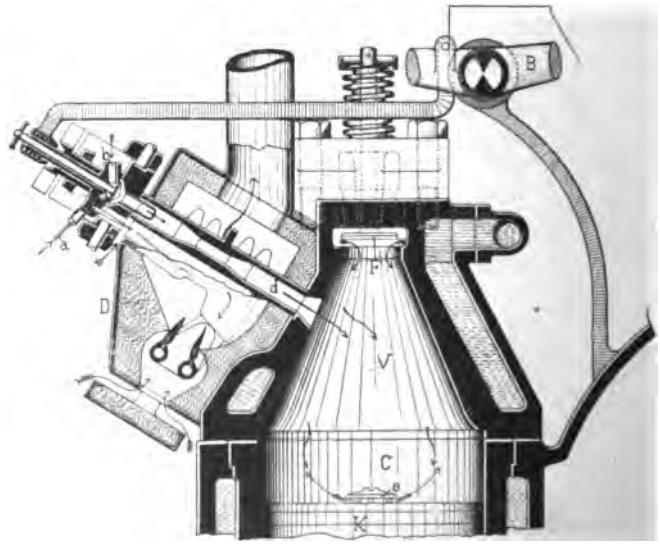


Fig. 789.

Durch das kleine Ventil a des Verdampfers wird die nöthige Petroleummenge und durch den Luftkanal b eine geringe Menge Luft eingesogen, welche das Petroleum zerstäubt und über der inneren Fläche des von Außen beheizten Verdampfers gleichmäßig vertheilt. Das bei a aus dem Verdampfer austretende

*) Die nachstehenden Angaben sind einem Aufsatze von E. Capitaine in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1898" entnommen.

Gemisch von Petroleum, Dampf und Luft wird erst innerhalb des Verbrennungsraumes V mit der noch folgenden Luftmenge vermischt. An der höchsten Stelle ist zu diesem Zwecke im Verbrennungsraume ein selbstthätig wirkendes Ventil F angeordnet. Diese doppelte Luftzuführung ist das Eigenthümliche des Capitaine'schen Motors. Der feine Petroleumdunst, den der Vergaser zuführt, schlägt sich nämlich an den Wandungen nieder und die Verbrennung wird dadurch eine sehr unvollkommene. Erwärmt man aber den Verbrennungsraum soweit, daß die Condensation des Petroleumdunstes verhindert wird, so treten vorzeitige Zündungen auf, welche die Nutzleistung der Maschine verringern. Capitaine führt nun, um diese Mängel zu beseitigen, einen Luftstrom durch das Ventil F in den Verbrennungsraum V ein, der über die Wandungen des letzteren streicht, und leitet das Gasluftgemisch mitten in den Luftkegel hinein. Es kann dadurch das Gasluftgemisch eine niedrige Temperatur behalten, ohne an den Wandungen niederzuschlagen, und es kann mit starker Compression und hoher Spannung gearbeitet werden. Auch in dem Kolbenboden ist ein Einlaßventil e eingesetzt, durch welches die Luft in feinen Strahlen gegen die Cylinderwandungen eintreten kann. Anstatt der Luft hat Capitaine zu dem gleichen Zweck auch Wassereinspritzungen gemacht. Alle Petroleummotoren, welche auf diese Weise mit einem Luftgasgemisch von niedriger Temperatur arbeiten, lassen eine vollkommenere Verbrennung zu und geben daher eine höhere Nutzleistung.

Zur Beheizung des Verdampfers wird eine Petroleumlampe benutzt, bei welcher alle feinen Durchgangsöffnungen vermieden sind, sodaß Verstopfungen möglichst ausgeschlossen bleiben. Mit dieser Lampe wird der Verdampfer dauernd warm gehalten. Seine Temperatur bleibt aber so niedrig, daß ohne Compression des Gasgemisches die Entzündung nicht stattfinden kann. Wichtig für die rechtzeitige Entzündung ist die Zusammensetzung des Gemisches. Die Entzündung, welche durch die Compression eingeleitet wird, wird um so eher eintreten, je petroleumreicher das Gemenge ist. Darnach kann auch der Eintritt der Verbrennung durch Vermehrung oder Verminderung des Petroleumzuflusses geregelt werden. Die Temperatur des Verdampfers hat nur einen geringen Einfluß auf den Eintritt der Verbrennung.

Das Petroleum wird dem Verdampfer mittelst einer Pumpe M zugeführt, die in dem oberen Theile des Maschinengehäuses angeordnet ist. Sie wird von der Kurbelwelle W aus mittelst des Excenters E und einer von dieser bewegten Sperrklinke angetrieben, die in ein Sperrad auf der Pumpenwelle G eingreift.

Die Pumpe ist in Fig. 790 bis 792 besonders dargestellt. Sie ist eine Membranpumpe mit Rundschieber für die Steuerung des Ein- und Auslasses für das Petroleum. Da es sich um Zuführung sehr kleiner Mengen Petroleum handelt, eine Kolbenpumpe aber für die Zuführung des dünnflüssigen Petroleums nicht sicher genug arbeitet, so ist eine Membranpumpe angewendet. Bei ihr wird eine Dose, welche aus einer Doppelmembran besteht, durch Zusammendrücken und Wiederfreilassen zum Ansaugen und Fortdrücken von Flüssigkeiten benutzt. Der Pumpenkörper M ist mittelst einer derartigen Membran m nach unten abgeschlossen. Ihre Auf- und Niederbewegung wird veranlaßt durch einen Hebel h, der bei x

drehbar lagert. Mit seinem kurzen Schenkel stützt er sich gegen die Membran, sein langer Schenkel trägt eine Rolle r, mit der er sich gegen den Umfang der unrunden Scheibe f der Welle G legt. Bei Drehung der Welle G wird sonach

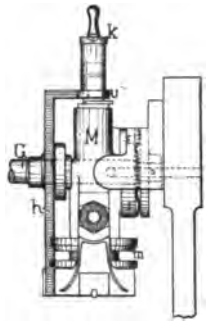


Fig. 790.

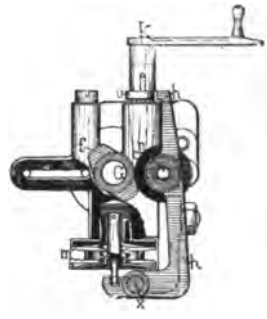


Fig. 791.

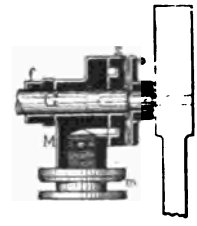


Fig. 792.

der Hebel h einen Ausschlag machen müssen, sobald der Daumen der Scheibe f an der Rolle vorbeigeht. Diese Schwingbewegung überträgt er auf die Membran m und veranlaßt sie zu einer abwechselnd saugenden und drückenden Bewegung, je nachdem der Pumpenraum mit dem Einlaß oder dem Auslaß in Verbindung gesetzt wird. Letzterem Zwecke dient die Steuerscheibe s, welche zwar selbst lose auf der Welle G sitzt, durch Vermittelung der auf der Welle befestigten Scheibe o aber, die durch zwei Stifte mit der Steuerscheibe in Eingriff steht, muß diese die Drehbewegung der Welle G mitmachen. Die Steuerscheibe s ist mit bogenförmigen Kanälen versehen und stellt je nach ihrer Stellung durch diese Kanäle die Verbindung bald zwischen dem Einlaß und dem Pumpenraum her, bald zwischen diesem und dem Auslaß. Die Menge des zu fördernden Petroleums wird durch Begrenzung der Hubbewegung des Hebels h geregelt. Es dient dazu eine Kurbel k, auf deren Achse eine unrunde Scheibe u sitzt, gegen die das freie Ende des Hebels h sich legt. Je nach der Stellung der Kurbel und damit auch der unrunden Scheibe u wird der lange Arm des Hebels h mehr oder weniger zur Seite gedrückt. Er kann so weit abgedrückt werden, daß die Rolle r außer dem Bereich der Daumen der unrunden Scheibe f kommt, wodurch die Pumpe gänzlich abgestellt wird.

Zur Regelung der Geschwindigkeit des Motors — Fig. 793 — ist in das Gehäuse eine Luftpumpe L eingebaut, deren Kolben ebenfalls von dem Excenter E bewegt wird. Sie saugt durch das Verbindungsrohr v und dessen Oeffnung n Luft an. In geringem Abstande von der Oeffnung n ist ein dünnes Plättchen p federnd aufgehängt, und zwar so, daß es gegen die Wirkung der Feder von der Oeffnung ab gegen das conische Ende c eines Schraubenstiftes t angedrückt wird. Ueberschreitet der Motor eine bestimmte Umlaufsgeschwindigkeit, so wird das Plättchen p durch die starke Saugwirkung der Pumpe angesaugt, verschließt die Oeffnung n und es entsteht eine Luftverdünnung innerhalb der Leitung. Von der Leitung v zweigt aber ein Kanal l ab, der durch eine Membran a verschlossen ist

Die Bewegung der Membran wird auf den doppelarmigen Hebel w übertragen, und zwar so, daß beim Zusammenziehen der Membran der Hebel einen Ausschlag macht, bis sein freies Ende unter dem Hebel B, der das Auslaßventil beherrscht,

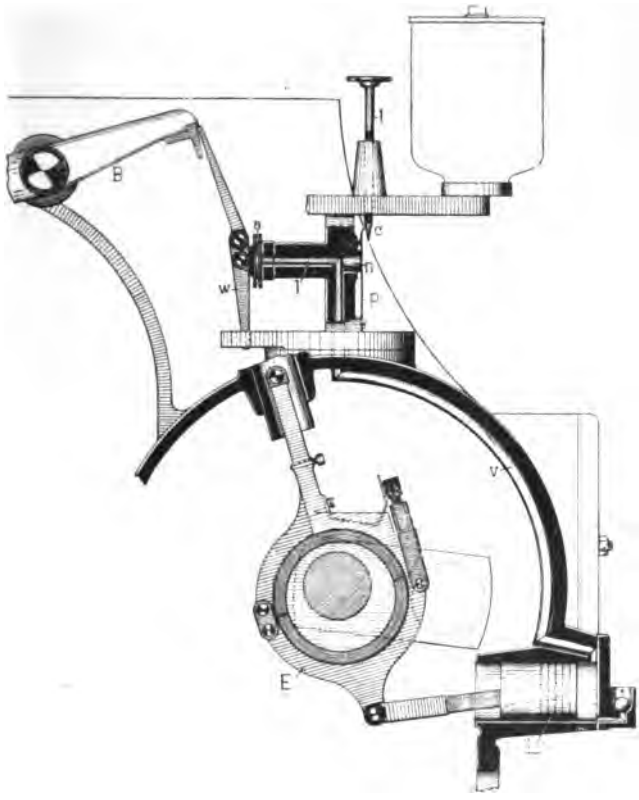


Fig. 798.

steht. Der Hebel für das Auslaßventil setzt in Folge dessen auf das Ende des Hebels w auf und das Auslaßventil wird offen gehalten. Läßt die Umlaufsgeschwindigkeit des Motors nach, dann wird auch die Platte p nicht mehr angesaugt, die Luft kann durch die Oeffnung n frei eintreten und die Membran a, wie der Hebel w nehmen ihre Ruhelage wieder ein. Die Umlaufsgeschwindigkeit des Motors kann mit dieser Einrichtung durch die Stellung des Plättchens p vor der Oeffnung n geregelt werden. Man braucht nur die Stellschraube t tiefer einzuschrauben, wenn man die Umlaufsgeschwindigkeit des Motors vermindern will.

Die Fabrik giebt ihren Motoren die folgenden Geschwindigkeiten:

1	Pferdestärken-Motor	. . .	300	Umdrehungen	in	der	Minute,
2	„	. . .	280	„	„	„	„	,
4	„	. . .	260	„	„	„	„	,
6	„	. . .	240	„	„	„	„	.

Der Bánki-Motor, wie er von Ganz & Co. in Budapest gebaut wird, unterscheidet sich von den anderen Petroleum-Motoren sowohl durch seinen besonderen Zerstäuberapparat, als auch dadurch, daß mit dem Luftgasgemisch auch zerstäubtes Wasser angesaugt wird. Hierdurch soll, wie schon beim Capitaine'schen Motor erwähnt wurde, das Explosionsgemisch abgekühlt werden, sodaß eine größere Compressions- und Explosionsspannung erzielt werden kann, ohne eine vorzeitige Zündung befürchten zu müssen.

Der eigenartige Zerstäuberapparat für das Petroleum nach Bánki-Csonka ist in Fig. 794 wiedergegeben. Er besteht aus einem Röhrchen h, das quer zu dem Luftrohr l bis in die Mitte desselben hineinreicht und das Petroleum an dieser Stelle zuführt. Die Auslauföffnung dieses Petroleumröhrchens h wird von einem kegelförmigen Stift i abgeschlossen, der am Ende einer Schraubenspindel sitzt und mittelst eines kleinen Handrädchens k verstellt werden kann. Die Stellung der Spindel wird an einer Skala abgelesen. Damit das Petroleum stets unter demselben Druck aus dem Röhrchen h ausströmt, ist zwischen dem Petroleumbehälter und dem Zerstäuber ein Gefäß m eingeschaltet, in welchem ein Schwimmerventil sich bewegt. Der Schwimmer s trägt nämlich das Ventil v, welches die Zulauföffnung beherrscht, und es kann deshalb nur soviel Petroleum in das Gefäß m einfließen, als die Maschine während ihres Ganges verbraucht. Ein Glasrohr n an der Seite des Gefäßes läßt den Flüssigkeitsstand erkennen. Das Petroleum fließt dem Gefäß m von einem Behälter zu, der auf dem Cylinderdeckel der Maschine aufgebaut ist.

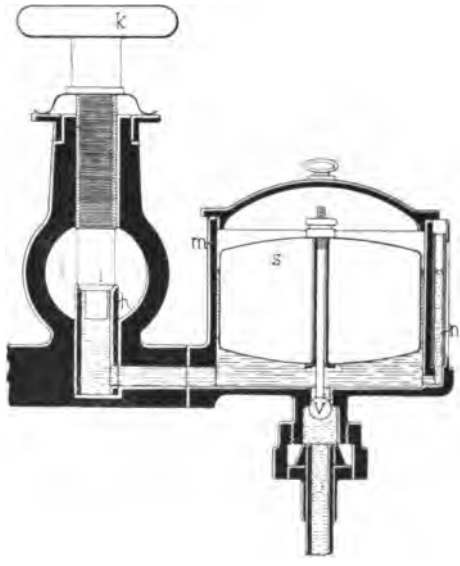


Fig. 794.

Fig. 795 zeigt den Schnitt, Fig. 796 die Ansicht eines Petroleum-Motors dieser Art, wie er von der vorgenannten Fabrik gebaut wird. Der Arbeitscylinder ist auf einem bockartigen Ständer aufgestellt, der vollständig geschlossen werden kann. Die Pleuelstange greift an dem Kolben direkt an. Von oben wird der Cylinder durch einen Deckel verschlossen, durch welchen der Kanal zu dem Ventilgehäuse führt. Cylinder und Deckel sind doppelwandig zur Aufnahme des Kühl-

wassers. Es wird dieses durch ein Rohr b eingeführt und bei c abgelassen. Ueber dem Cylinder ist der Petroleumbehälter r aufgestellt.

In dem Ventilgehäuse, welches sich an den Cylinderdeckel anschließt, ist oben das Saugventil, unten das Ausblaseventil angeordnet. Auch das Zündrohr g

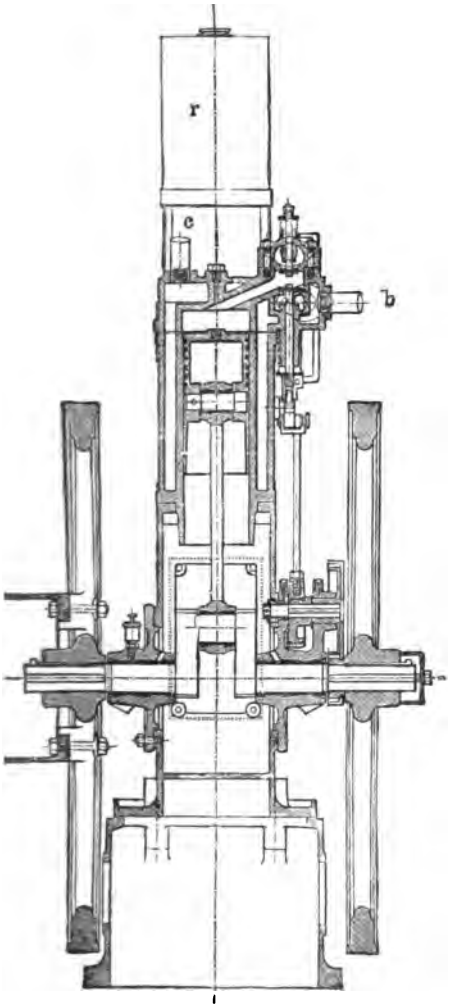


Fig. 795.

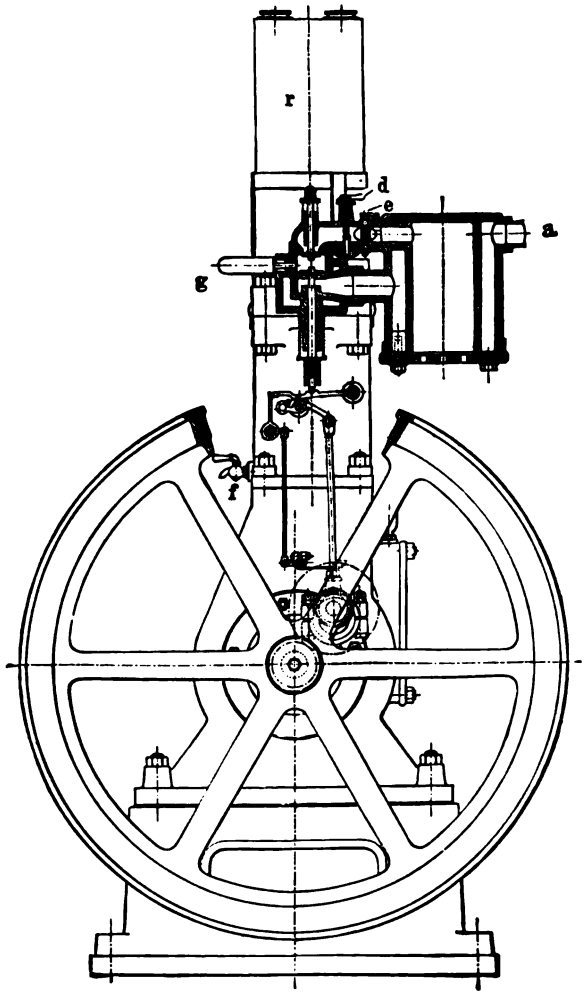


Fig. 796.

mündet in den Verbindungskanal zwischen dem Ventilgehäuse und dem Cylinder. Von Außen ist das Zündrohr durch den Asbestmantel gegen Abkühlung geschützt. In dem Luftzuführungskanal ist unmittelbar vor dem Saugventile der Zerstäuberapparat d für das Petroleum und vor diesem ist eine Abschlußvorrichtung e angeordnet, mittelst welcher die Luftzuströmung geregelt werden kann. Die Luft,

welche zur Verbrennung nöthig ist, wird durch die Verbrennungsprodukte der abziehenden Gase vorgewärmt. Aus diesem Grunde wird sie durch die Mitte eines doppelwandigen Gefäßes in den Motor eingeleitet, durch dessen hohle Wandungen die Auspuffgase ausströmen, um durch Rohr a in's Freie zu gelangen. Es ist also hier der Lufttopf und der Auspufftopf zu einem Gefäß vereinigt, welches dem Cylinder angehängt ist. Durch die Vorwärmung der Luft soll die Verdunstung des Petroleums gefördert werden.

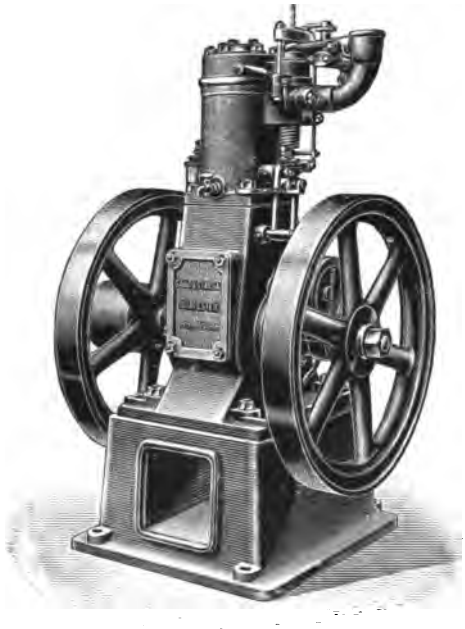


Fig. 797.

Ein Benzin-Motor dieser Art für 3 Pferdestärken ist in Fig. 797 dargestellt. Das Petroleumgefäß auf dem Cylinder fehlt hier, weil das Benzin wegen seiner Feuergefährlichkeit in einem besonderen Raume aufgestellt werden muß. Die Verbindung von dem Benzinbehälter zum Motor wird durch ein dünnes Kupferröhrchen hergestellt.

Die Fabrik baut die kleineren Bánki-Motoren für Gas, Petroleum und Benzin in Größen entsprechend nachstehender Tabelle:

Stärke des Motors in gebremsten Pferdekräften	3/4	2	3	4	6
Tourenzahl in der Minute	400	350	350	250—300	250—300
Durchmesser der Riemenscheibe in mm	180	180 300	180 300	400	400
Breite „ „ „ „	110	150	150	200	200
Riemenbreite in mm	45	60	60	85	85
Breite des Motors in mm	800	850	850	1050	1050
Länge „ „ „ „	600	900	900	1300	1300
Durchmesser des Kühlwasser-Reservoirs in mm	620	750	750	950	1000
Höhe „ „ „ „	1500	1800	1800	2000	2000
Innere Weite der Auspuff Rohrleitung (Gasrohr)	25	32	32	50	50

Eine eigenartige Verwendung giebt die vorgenannte Fabrik dem Bánki-Motor als Gas- oder Petroleumhammer, wie ein solcher durch Fig. 798 dargestellt ist. Er besteht seinem Wesen nach aus einem Gas- oder Petroleum-Motor und eigentlichen Hammercylinder, die unmittelbar neben einander auf dem Ambosgestell

sich aufbauen. Der Explosionsraum des Motors ist mittelst eines Kanales, welcher durch ein Ventil beliebig geöffnet und geschlossen werden kann, mit dem Hammercylinder verbunden. An dem Kolben dieses Cylinders, beziehungsweise an dem

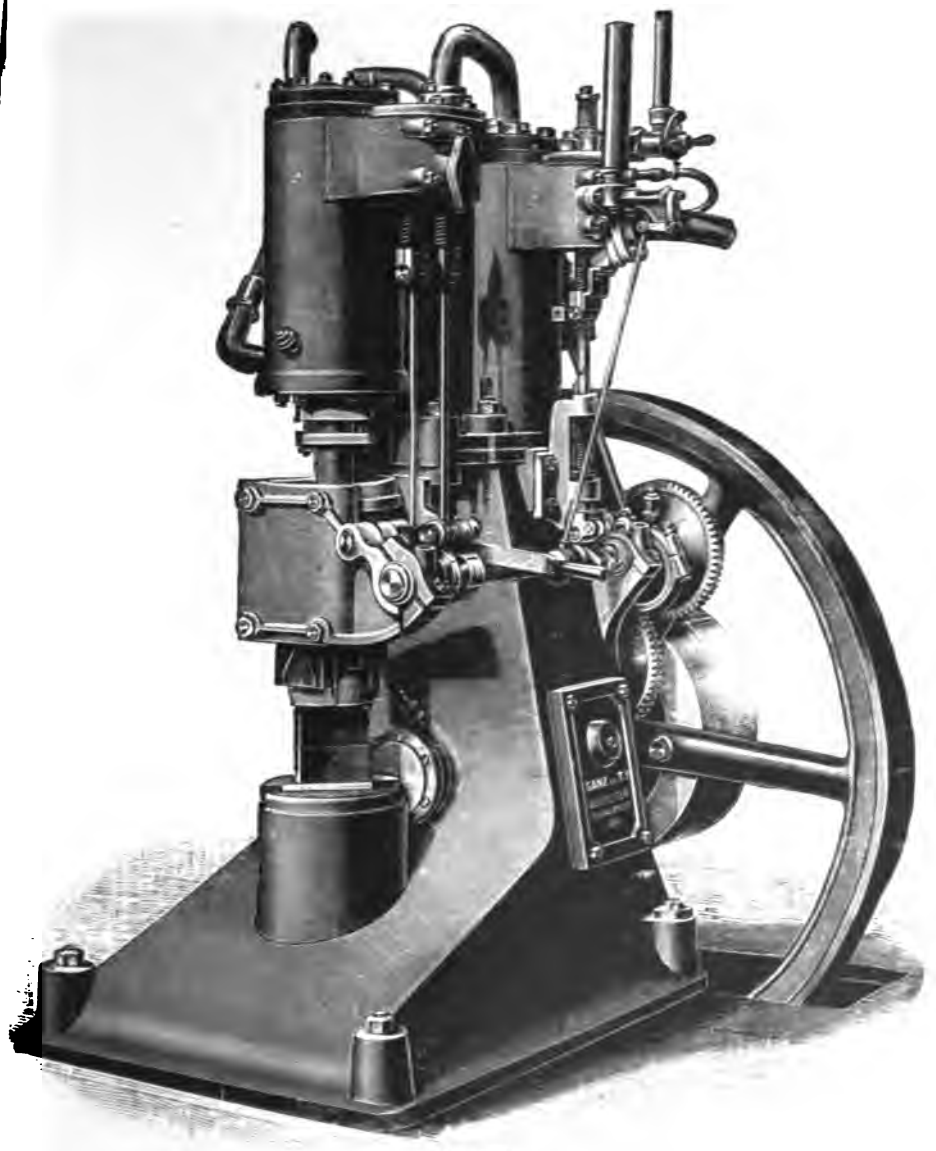


Fig. 798.

unteren Ende der Kolbenstange ist der Hammerbär angebracht. Nach jedem Schlage wird der Bär mittelst einer Feder oder comprimirter Luft wieder angehoben. Der Motor kann unabhängig vom Hammer zum Betriebe benutzt werden. Derartige Maschinen werden von der Fabrik für Leistungen — entsprechend nachfolgender Tabelle — geliefert:

Leistungsfähigkeit des Motors in Pferdestärken	2–4	8–10
Tourenzahl in der Minute	300–400	200–260
Schlägezahl in der Minute	150–200	100–130
Gewicht des Hammerbären in Kilogramm	50–100	110–250

Die Leistung des Bánki-Motors wurde von den Professoren O. Taborsky und K. Ed. Jonás in Budapest geprüft, und es sind die Resultate dieser Prüfung nach Mittheilung der Fabrik in der nachstehenden Tabelle zusammengestellt:

Resultate der Versuche mit dem Bánki-Motor.

Laufende Nummer des Versuches	I	II	III	IV	V
Dauer des Versuches in Stunden	2	1	1	1	2
Tourenzahl in der Minute	209,13	209,67	209,83	210,50	210,7
Verhältniß des Benzin- und Wasserverbrauches	1:4,84	1:3,30	1:2,82	1:2,33	1:3,00
Höchste Compressionsspannung in kg	16,5	16,5	16,5	16,5	16,5
„ Spannung während der Verbrennungsperiode in kg	45	44	42	39	46
Gebremste Arbeitsleistung in kg	26,38	20,70	15,05	8,21	—
Benzinverbrauch für die effektive P. S. in der Stunde in kg	0,221	0,235	0,261	0,326	—
Wasserverbrauch „ „ „ „ „ „ „ „ „	1,075	0,774	0,737	0,760	—
Kühlwasserverbrauch für die effektive P. S. in der Std. in kg	13,555	20,706	17,135	23,587	—

Hierzu sei noch bemerkt, daß die das Glührohr heizende Lampe in der Stunde etwa 0,19 kg Benzin verbraucht, was in obiger Tabelle nicht berücksichtigt wurde.

Die Versuchsmaschine war für eine Leistung von 20 Pferdestärken gebaut.

Der Petroleum-Motor „Gnom", der von der Motorenfabrik Oberursel A.-G. in Oberursel bei Frankfurt a. M. gebaut wird, ist in Fig. 799 im

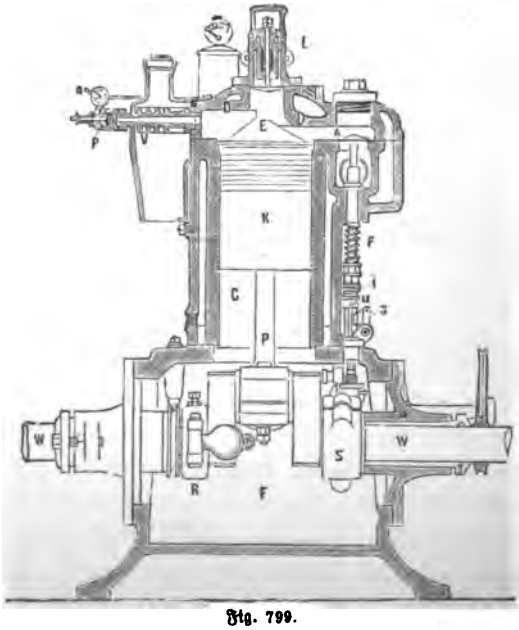


Fig. 799.

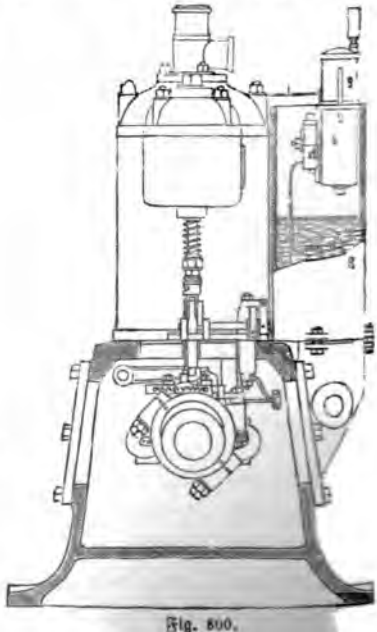


Fig. 800.

Schnitt und in Fig. 800 in Ansicht dargestellt. Er ist, wie die anderen dargestellten Motoren, eine Viertaktmaschine. Auf dem Cylinderdeckel D ist das Luftsaugventil L und das mit dem Vergaser V verbundene Petroleum-Einlaßventil P angebracht. Der Cylinder C ruht auf dem Gehäuse, welches die Lager für die Kurbelwelle trägt und mit Schmieröl so weit angefüllt ist, daß die Kurbel bei ihrer Bewegung in das Schmiermaterial eintaucht. Der Regulator R, der auf der Kurbelwelle befestigt ist, wirkt auf die Steuerung des Auslaßventiles A ein.

Auf dem Petroleumbehälter B ist eine kleine Pumpe l angeordnet, welche beim Stillstande des Motors von Hand, bei seiner Bewegung durch Kette von der Kurbelwelle aus angetrieben wird. Er dient dazu, dem Vergaser V, wie auch der Heizlampe das Petroleum mit einem gewissen Druck zuzuführen. Die Pumpe ist als Ueberlaufpumpe gebaut, sie ist nämlich so eingerichtet, daß, wenn die Petroleummenge, welche sie erfordert, nicht gebraucht wird, das überflüssige Petroleum durch ein Ueberlaufrohr g in den Behälter zurückfließt.

Die Steuerungs-Einrichtung für das Auslaßventil A ist in Fig. 801 und 802 in zwei Stellungen wiedergegeben.*) Das Steuerexcenter a ist auf der

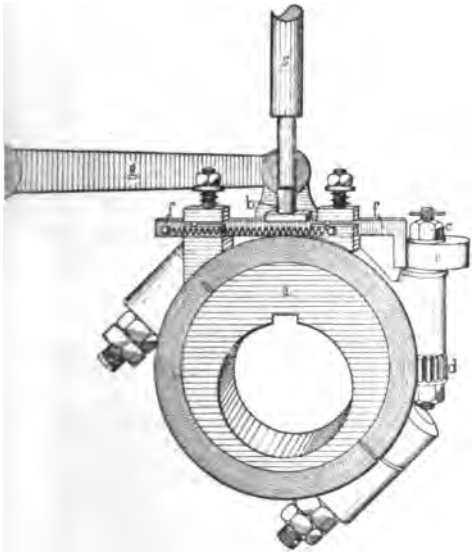


Fig. 801.

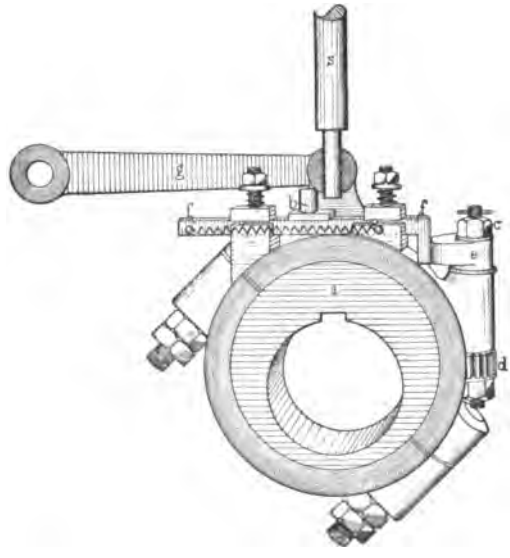


Fig. 802.

Kurbelwelle direkt befestigt. Am Umfange ist die Excenterscheibe mit einem sechsgängigen Gewinde versehen, in welches ein Schneckenrad d, das auf der Steuerwelle c sitzt und 12 Zähne hat, eingreift. Bei einer Umdrehung des Excenters wird sonach die Welle c des Schneckenrades eine halbe Umdrehung machen. Auf der Schneckenwelle ist gleichzeitig die unrunde Steuerscheibe e angebracht, gegen

*) Beschreibung und Zeichnungen sind der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure" entnommen.

welche ein gefederter Schieber f sich legt, der einen Zapfen b trägt. Bei der Stellung der Theile — entsprechend Fig. 801 — steht der Zapfen b unter der Ventilstange s des Auslaßventiles, welche von dem Hebelarm g geführt wird, und es wird deshalb bei der Drehung der Excenterscheibe a die Ventilstange aufwärts gestoßen und das Ventil geöffnet. Bei einer Weiterdrehung der Excenterscheibe a nehmen aber die bewegten Theile die in Fig. 802 dargestellte Lage ein, der Schieber f wird von der unrunden Steuerscheibe e zur Seite geschoben und der Zapfen b aus dem Bereich der Ventilstange gebracht. Die Drehung des Excenters wird alsdann ohne Einfluß bleiben auf die Bewegung des Auslaßventiles. Der Regulator wirkt auf die Steuerung in der Weise ein, daß der Schieber f mit dem Zapfen b bei steigender Geschwindigkeit zurückgeschoben wird, sodaß letzterer unter der Ventilstange stehen bleibt und das Auslaßventil offen hält.

Der Verbrauch an Petroleum soll nach Angaben der Fabrik je nach der Größe des Motors 0,3—0,6 Liter auf die Pferdekraftstunde sein. Der Motor wird von der Fabrik in Größen entsprechend nachfolgender Tabelle gebaut:

Größenbezeichnung nach Pferdekräften	1	2	3	4	5	6
Leistung in Pferdekräften bis zu etwa	1½	3	4	5	6¼	7½
Höhe des Motors in cm	95	105	110	120	130	135
Breite des Motors (Richtung der Kurbelwelle) in cm	100	115	120	135	140	165
Länge des Motors in cm	70	80	85	95	105	105
Durchmesser des Schwungrades in cm	70	80	90	100	110	2 à 110
Kranzbreite in cm	6	7	7½	8	8	8
Durchmesser der Riemenscheibe in cm	20	30	30	40	40	50
Breite in cm	15	18	20	20	22	30
Tourenzahl in der Minute	400	360	350	300	300	290
Gewicht Brutto etwa kg	600	875	1000	1290	1360	1900
„ Netto „ „	420	690	775	1020	1050	1540

Größenbezeichnung nach Pferdekräften	8	10	12	15	20
Leistung in Pferdekräften bis zu etwa	10	12	15	18	24
Höhe des Motors in cm	155	170	185	185	230
Breite des Motors (Richtung der Kurbelwelle) in cm	180	200	225	225	230
Länge des Motors in cm	115	120	130	130	150
Durchmesser des Schwungrades in cm	2 à 120	2 à 130	2 à 140	2 à 150	2 à 160
Kranzbreite in cm	8	9	10	10	12
Durchmesser der Riemenscheibe in cm	60	65	70	70	75
Breite in cm	30	35	35	35	45
Tourenzahl in der Minute	280	270	260	250	230
Gewicht Brutto etwa kg	2400	2650	3300	3850	4800
„ Netto „ „	2000	2270	2800	3300	4200

Um den Petroleummotor in einen Gasmotor umzuwandeln, ist es nöthig, die Einlaßventile und den Entzündungsapparat auszuwechseln.

Als Lokomobile ist der Petroleummotor Gnom in Fig. 803 dargestellt. Der Motor mit allem Zubehör ist auf einem fahrbaren Untergestell aufgebaut.

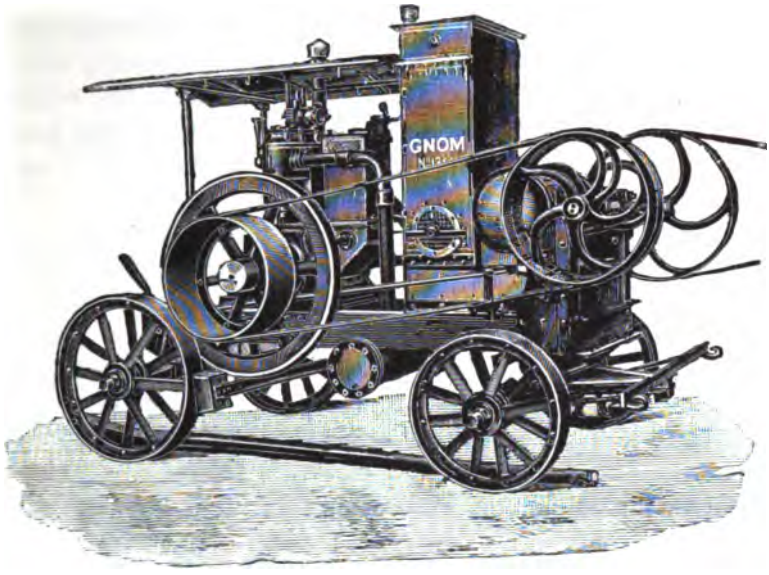


Fig. 803.

Er treibt ein Vorgelege an, an welches die Arbeitsmaschinen durch Riemenbetrieb angeschlossen werden. Derartige Lokomobilen werden von der Fabrik bis zu einer Leistung von 18 Pferdestärken gebaut.

Der Diesel-Motor schließt sich den vorbesprochenen Wärmemotoren seiner Wirkung nach an, da er seine Kraft durch Verbrennung flüssigen oder gasförmigen Brennstoffes in einem Arbeitscylinder erzeugt. Während aber bei den bisher besprochenen Motoren die Verbrennungstemperatur im Arbeitscylinder durch den Verbrennungsprozeß selbst erzeugt wird, wird beim Diesel-Motor atmosphärische Luft in einem Cylinder so stark zusammengepreßt, daß die dadurch erzeugte Wärme der Brennstoffe sich von selbst entzündet. Die Entzündung geht hierbei nicht wie bei den Gas- und Petroleummotoren plötzlich, sondern langsam vor sich. Bei jedem Verbrennungsprozeß sind zwei Temperaturen zu unterscheiden:

1. Die Entzündungstemperatur des Brennstoffes.
2. Die Verbrennungstemperatur des Prozesses.*)

Die Entzündungstemperatur ist diejenige Temperatur, bis zu welcher der Brennstoff erwärmt werden muß, um sich in Gegenwart von Luft zu entzünden.

*) Die nachfolgenden Auseinandersetzungen sind einem Vortrage von Rudolf Diesel nach der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1890" entnommen.

Die Verbrennungstemperatur ist diejenige Temperatur, die nach erfolgter Zündung während des Verbrennungsvorganges selbst durch den dabei auftretenden chemischen Prozeß entsteht.

Die Entzündungstemperatur hängt sonach nur von den physikalischen Eigenschaften des Brennstoffes ab. Sie hat für jeden Brennstoff einen unveränderlichen Werth, hängt aber von dem Druck ab, unter welchem die Entzündung eingeleitet wird. Die Verbrennungstemperatur ist dagegen ein veränderlicher Werth, der von vielen Umständen, besonders von der zur Verbrennung gelangenden Luftmenge abhängt, aber unter allen Umständen höher und zwar meist weit höher als die Entzündungstemperatur liegt.

Diesel stellt für seinen Motor die folgenden Forderungen auf:

1. Die Verbrennungstemperatur soll nicht durch die Verbrennung und während derselben erzeugt werden, sondern vor erfolgter Zündung und unabhängig von ihr lediglich durch Compression reiner Luft.

2. Der Brennstoff soll der comprimirten Luft nur ganz allmählich zugeführt werden, sodaß die Verbrennung annähernd bei gleicher Temperatur verläuft.

3. Bei der Verbrennung soll ein beträchtlicher Ueberschuß von Luft vorhanden sein.

Der Arbeitsvorgang in dem Diesel-Motor, der diese Bedingungen erfüllt, ist demnach folgender:

Es wird Luft ohne Beimischung von Brennstoff angesaugt, sie wird dabei auf etwa 35 Atmosphären comprimirt und erhitzt sich in Folge dessen auf etwa 600° C. Nunmehr wird ganz allmählich Brennstoff eingeführt, der ebenso allmählich verbrennt. Die Brennstoffzufuhr dauert nur eine kurze Zeit, sodaß in Folge dessen bei den durch die Verbrennung entstandenen Temperaturerhöhungen die Luft allein expandirt.

Fig. 804 giebt eine schematische Darstellung des Diesel-Motors, bei welcher das Gestell, die Pleuelstange, das Schwungrad u. s. w. weggelassen sind. Die

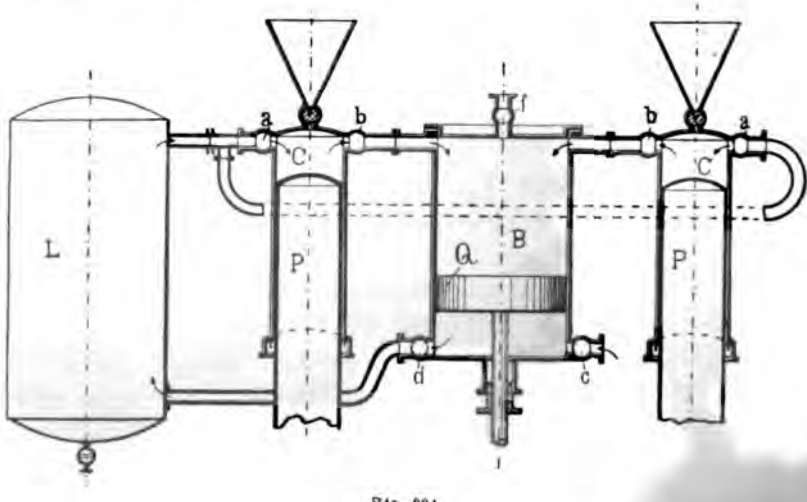


Fig. 804.

beiden Verbrennungscylinder C sind mit Taucherkolben P versehen. Durch Rohrleitungen, in denen die Ventile b eingeschaltet sind, stehen die Cylinder C mit einem größeren Cylinder B in Verbindung. Anderseits sind sie durch Rohrleitungen, in denen die gesteuerten Ventile a eingeschlossen sind, mit dem Luftgefäß L verbunden. Es wird angenommen, daß die Kurbeln des Cylinders C gleichgerichtet und gegen die Kurbel des Cylinders B um 180° versetzt sind.

Das Verfahren gestaltet sich wie folgt:

Kolben Q saugt beim Aufwärtsgange unter sich atmosphärische Luft durch Ventil c an, comprimirt sie beim Abwärtsgange auf einige Atmosphären und drückt sie hierauf durch Ventil d nach dem Luftgefäß L. Der untere Theil des Mittelcylinders dient also lediglich als Luftpumpe und bewirkt die Vorcompression der Verbrennungsluft. Diese Vorcompression darf nur so weit gehen, daß die dadurch entstehende Erwärmung der Luft in mäßigen Grenzen bleibt.

Nun saugen die Kolben P beim Abwärtsgehen die Luft aus dem Gefäß L, wo sie bereits unter Druck steht. Beim Aufwärtsgehen vollziehen die Kolben P die zweite Stufe der Compression bis auf die vorgeschriebene Höhe.

Hierauf gehen die Kolben P wieder abwärts, während, wie früher geschildert, allmählich Brennstoff zugeführt und verbrannt wird. Als Brennstoff ist hier Staubkohle angenommen, die durch langsames Drehen eines rotirenden Hahnes mit seitlicher Rille während einer vorgeschriebenen Einlaß-Periode in den Cylinder eingeführt wird.

Sind die Kolben in der untersten Stellung angekommen, so öffnet sich das Ventil b; Kolben Q steht in diesem Augenblick gerade oben; dann gehen die Kolben P aufwärts und der Kolben Q abwärts, und die Verbrennungsgase expandiren weiter bis auf das Volumen des Cylinders B; hierauf schließt sich Ventil b und f öffnet sich, sodaß beim nächsten Abwärtsgange des Kolbens Q die Verbrennungsgase durch f in die Außenluft entlassen werden.

Da die Cylinder C nur bei jeder zweiten Umdrehung eine Verbrennungs-Periode haben, so erreicht man durch die Anbringung von zwei solchen Cylindern, daß bei jeder Umdrehung eine Verbrennung, d. h. ein Arbeitsgang abwechselnd rechts und links stattfindet.

Die bei der starken Zusammendrückung der Luft gebrauchte Kraft wird beim darauffolgenden Abwärtsgange der Maschine durch die Elasticität der Luft wiedergewonnen. Die comprimirte Luft wirkt deshalb auch wie eine Luftpumpe auf einen ruhigen Gang der Maschine ein.

Obgleich der Diesel-Motor ohne Kühlwasser arbeiten kann, wurde aus praktischen Gründen ein Wassermantel hinzugefügt, namentlich um bei gleicher Cylindergröße größere Arbeitsleistungen zu erzielen.

Ein Dieſel-Motor, wie er nach den bisher gemachten Erfahrungen gebaut wird, iſt in Fig. 805 bis 808 dargeſtellt. Die Maſchine iſt nach Art der ſtehenden Dampfmaſchine ausgeführt. Auf dem bockartigen Untergeſtell A mit Rundführung für den Kreuzkopf ruht der Cylinder C. Das Untergeſtell baut ſich auf einer hohlen Fundamentplatte auf, welche die Kurbel trägt. Der Cylinder C hat einen

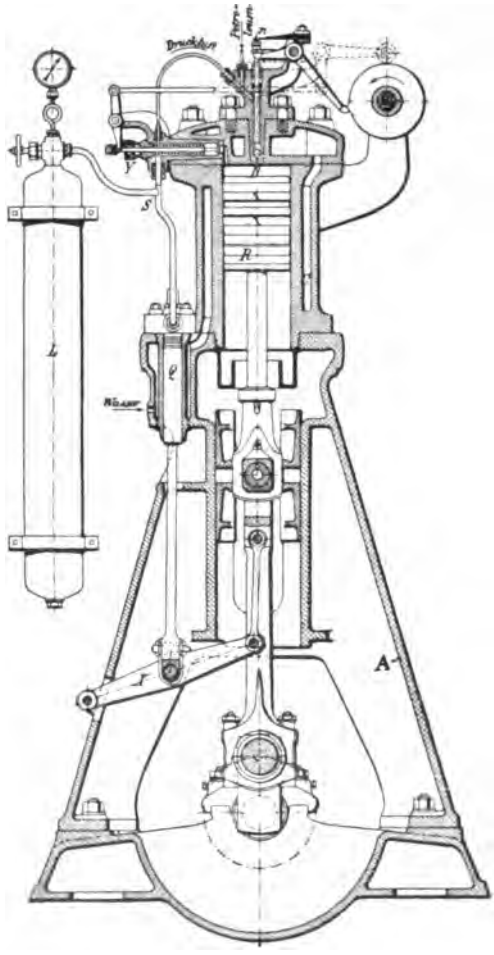


Fig. 805.

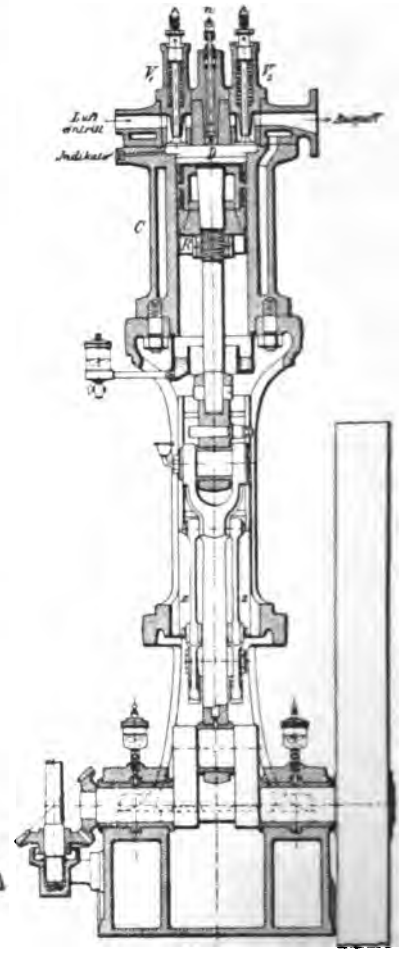


Fig. 806

Waſſermantel und einen Ringkolben R. Neu iſt bei dieſem Motor die kleine Luftpumpe Q, welche, von den beiden Lenkern z z und dem Hebel X angetrieben, das Gefäß L mit Druckluft gefüllt erhält, und zwar unter einem höheren Drucke, als der höchſte Compreſſionsdruck im Cylinder beträgt. Durch Vermittelung der Rohrleitung S herrſcht der gleiche Ueberdruck im inneren Raume des Einſpritzventiles D, wie im Luftgefäß. In dieſem Ventile ſammelt ſich das Petroleum an, welches

ihm während seiner Ruhezeit zugeführt wird. Beim Oeffnen der Düsennadel n strömt der Brennstoff in Folge des Ueberdruckes durch das Ventil D nach dem Compressionsraume der Maschine und wird hier verbrannt.

Der Motor wird mittelst Druckluft angelassen und die Ventilsteuerung von der Steuerwelle W_1 aus, welche auf dem Cylinder lagert, durch unrunde Scheiben bethätigt. Scheibe I steuert während des Viertaktbetriebes das Ventil V_1, Scheibe III das Brennstoffventil in der Düse D und Scheibe V das Auspuffventil V_2 der Maschine. Die Gesammtheit dieser Steuerung dient auch zum Anlassen der Maschine, derart, daß comprimirte Luft aus dem Gefäß L durch Ventil Y in den Cylinder tritt, den Kolben vorwärts treibt und dann durch das Hauptventil V_2 entweicht. Während dieser sehr kurzen Anlaß-Periode befindet sich der Hebel H in der punktirten Stellung H_1 — Fig. 808 —, sodaß Ventil Y durch Scheibe II, Ventil V_2 durch Scheibe IV anstatt durch Scheibe V gesteuert wird, während die Brennstoffscheibe III und Scheibe I des Eingangsventiles ausgerückt sind. Nach einer geringen Zahl Umdrehungen besitzt die Maschine ihre normale Geschwindigkeit. In diesem Augenblicke entfernt man einen Stift d, welcher den Hebel in H_1 festhält; letzterer wird unter der Wirkung der Feder F selbstthätig in die normale Betriebsstellung H geschnellt und mit ihm die fünf unrunden Scheiben, wodurch der normale Betrieb hergestellt wird, ohne daß eine Unterbrechung des bereits eingeleiteten Betriebes der Maschine eintritt.

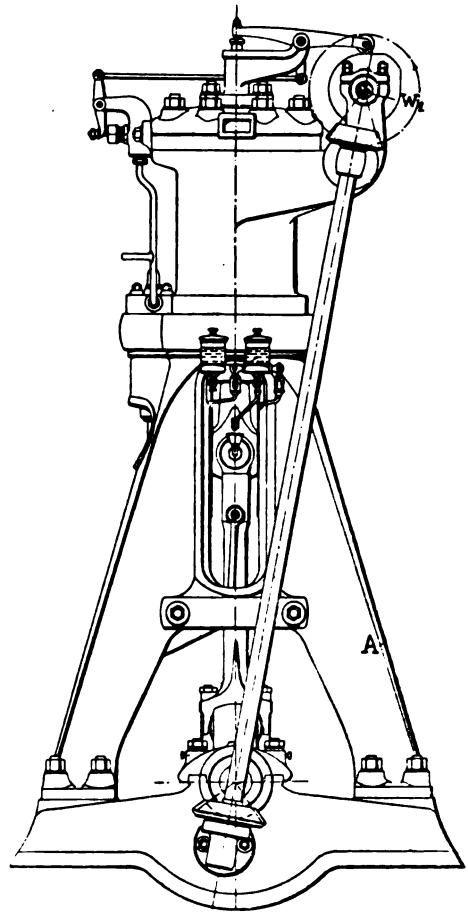


Fig. 807.

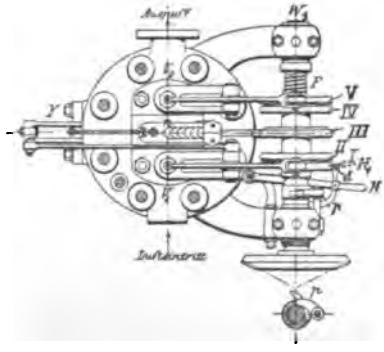


Fig. 808.

Damit die Scheiben im gewollten Augenblick überspringen, kann dies nur dann stattfinden, wenn ein besonders hierfür vorgesehener Ausschnitt in der Nabe des Scheibensystems vor den Riegel p tritt.

Als Brennstoff wird Petroleum benutzt. Für die Nutzleistung der Maschine im Verhältniß zu Dampfmaschinen giebt Diesel die folgenden Werthe an:

4—5 % bei gewöhnlichen kleinen Maschinen ohne Condensation,
6—8 % „ Maschinen bis 50 P. S. und Anwendung der Condensation,
bis 9 % „ „ „ 200 „ „ „ zweifacher Expansion,
12—13 % „ „ über 1000 „ „ „ dreifacher „ ,
26 % „ Diesel-Motoren.

Gegenüber anderen Wärmemotoren sollen die Diesel-Motoren folgende Vorzüge haben:

Während bei den bisher bekannten Petroleummotoren der Brennstoffverbrauch ein verhältnißmäßig hoher ist, sobald die Maschine nicht voll belastet ist, soll er bei dem Diesel-Motor für jede Belastung annähernd gleich bleiben.

Bei gleicher Leistung können die Cylinderabmessungen des Diesel-Motors wesentlich kleiner ausfallen, als die anderer Motoren. Dadurch wird aber auch das Gestänge der Maschine und die schädliche Wirkung seiner schwingenden Masse geringer sein können.

Der Regulator kann die Menge des zugeführten Brennstoffes und damit den Gang der Maschine in ähnlicher Weise regeln wie bei Dampfmaschinen mit veränderlicher Füllung.

Da die Verbrennung im Motor eine vollkommene ist, so sind die Abgase fast geruchlos und kaum sichtbar.

Jede mechanische Zündvorrichtung ist entbehrlich.

Der Motor ist stets betriebsfähig.

Der Brennstoffverbrauch wird auf 0,25 kg Petroleum für die Pferdekraftstunde angegeben.

Auch Leuchtgas und Kraftgas ist zum Betrieb des Motors benutzt worden.

Bisher werden von der Maschinenfabrik Augsburg in Augsburg die Motoren für Petroleumbetrieb in Größen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Motorarten	I	II	III	IV	V	VI
Eincylinder-Motoren in effektiven Pferdestärken	15	20	25	30	35	45
Zwillings-Motoren in effektiven Pferdestärken	30	40	50	60	70	90

IV. Abschnitt.

Die Hebemaschinen.

Mit Besprechung der Maschinen-Elemente und der Kraftmaschinen ist eigentlich die Grundlage für den Maschinenbau zur Erörterung gekommen. Das Gebiet der Arbeitsmaschinen ist so außerordentlich vielseitig und von einem solchen Umfange, daß sich seine Erörterung in einem Werke, wie das vorliegende, ausschließt. Jedes einzelne Gebiet der Arbeitsmaschinen hat auch seine gesonderten Interessentenkreise, erfordert besondere praktische Erfahrungen und macht schon deshalb eine gesonderte Behandlung nothwendig. Wenngleich auch einige Gebiete der Arbeitsmaschinen diejenigen Kreise interessiren können, welche sich durch das vorliegende Werk mit den allgemeinen Grundsätzen des Maschinenbaues bekannt machen wollen, so muß doch Abstand davon genommen werden, selbst diese besonderen Arbeitsmaschinen hier zu besprechen. Es kann zugegeben werden, daß das Gebiet der Werkzeugmaschinen, welche Metall, Holz und andere Materialien verarbeiten, ein so allgemeines Interesse hat, daß es in einem Werke, welches sich „Der Maschinenbau" bezeichnet, behandelt werden könnte. Dieses Gebiet der Arbeitsmaschinen ist aber schon ein so großes, daß es eines besonderen Werkes bedarf. Ein besonderes Gebiet der Arbeitsmaschinen soll aber noch kurz besprochen werden, weil deren Kenntniß von allgemeiner Bedeutung ist. Es ist dies das Gebiet der Hebemaschinen, das heißt, die Maschinen zum Fördern fester, flüssiger und gasförmiger Körper.

Diese Hebemaschinen sind nicht Arbeitsmaschinen in dem Sinne, wie die anderen, daß sie zur Bearbeitung von Stoffen irgend einer Art dienen. Sie finden auf allen Gebieten des Maschinenbaues Verwendung, und es ist deshalb eine gewisse Berechtigung vorhanden, dieses Gebiet von Arbeitsmaschinen aus allen übrigen herauszunehmen und dem vorliegenden Werke anzugliedern.

Die Hebemaschinen*) sind Arbeitsmaschinen, welche dazu bestimmt sind, feste, flüssige oder gasförmige Körper von einem Platz nach einem anderen zu befördern. Wir unterscheiden auch dementsprechend:

*) Für die Bearbeitung dieses Abschnittes sind namentlich die Werke: Weißbach, „Lehrbuch der Mechanik", Rühlmann, „Allgemeine Maschinenlehre", Ernst, „Die Hebezeuge" zu Grunde gelegt worden.

1. Maſchinen zum Heben feſter Körper,
2. Maſchinen zum Heben flüſſiger Körper,
3. Maſchinen zum Heben gasförmiger Körper.

Die Maſchinen zum Heben feſter Körper ſind Hebemaſchinen im engeren Sinne. Derartige Maſchinen werden gebraucht, um feſte Körper irgend welcher Art anzuheben oder auch weiter zu transportiren, alſo beiſpielsweiſe Steine oder Bauholz auf ein Baugerüſt zu ſchaffen.

Die Maſchinen zum Heben flüſſiger Körper werden als Pumpen bezeichnet. Sie dienen dazu, Flüſſigkeiten von einer tieferen nach einer höheren Stelle zu ſchaffen, ſo beiſpielsweiſe zum Entleeren von Baugruben, wenn dieſe ſich mit Waſſer gefüllt haben.

Die Maſchinen zum Heben gasförmiger Körper werden als Gebläſemaſchinen, Ventilatoren (vom lateiniſchen ventilare = Luft machen) und Compreſſoren (vom lateiniſchen compressare = zuſammendrücken) bezeichnet. Die Maſchinen werden beiſpielsweiſe zur Lüftung eines Raumes gebraucht, um ſchlechte Luft aus ihm abzuſaugen oder friſche hineinzudrücken.

Die Maſchinen, welche dieſen Gruppen angehören, ſind außerordentlich mannigfaltig in ihrer Conſtruction, und es können deshalb nachſtehend nur die hauptſächlichſten Vertreter hier beſprochen werden.

Die Hebemaſchinen für feſte Körper, auch Hebezeuge genannt.

Dieſe Maſchinen werden ſo gebaut, daß ſie geeignet ſind, feſte Gegenſtände zu heben oder herabzulaſſen. Eine große Anzahl der Hebemaſchinen muß zugleich auch mit der Laſt neben dem ſenkrechten einen wagerechten oder ſchräg anſteigenden Weg zurücklegen können.

Der Hebel

iſt die älteſte und einfachſte Hebemaſchine für feſte Körper. Er wird als Maſchinen-Element bei faſt allen Maſchinen auch heute noch verwendet. Eine geſonderte Hebemaſchine bildet er als zweiarmiger Hebel, welcher um ſeinen Drehpunkt in Schwingung geſetzt wird. An einem Ende dieſes zweiarmigen Hebels wird die Laſt angehängt, während das andere Ende als Angriffspunkt dient, um durch eine Schwingung des Hebels die Laſt anzuheben. Die Höhe, auf welcher man die Laſt mittelſt dieſer einfachen Hebemaſchine durch eine Schwingung anheben kann, iſt nur eine geringe. Will man den Hebel zum Anheben einer Laſt auf eine etwas größere Höhe benutzen, dann muß man auch im Stande ſein, den Drehpunkt des Hebels allmählich höher zu legen. Eine Maſchine, welche dieſe Einrichtung hat, iſt

Die Hebelade, wie eine ſolche beiſpielsweiſe Fig. 809 zeigt. Sie beſteht aus einem Dreibein, deſſen Bein A B aus zwei Stützen ſich zuſammenſetzt, die mit zwei Reihen neben einander verlaufender Löcher verſehen und mit einander ſo verbunden ſind, daß der Hebel H zwiſchen beiden hindurchgeſteckt werden kann. Die Löcher dienen zur Aufnahme eiſerner Stifte K und L. Auf

dieſen ſtützt ſich abwechſelnd der Hebel H, wenn er zum Anheben der Laſt Q benutzt wird. Wird die Laſt beiſpielsweiſe an dem hakenförmigen Ende des Hebels H aufgehängt und es dient der Stift K als Stützpunkt, ſo wird der Hebel H um dieſen Stift K gedreht und die Laſt Q ſo weit angehoben, daß der Stift L unter dem Hebelende hinweg in das nächſt höhere Loch ſeiner Reihe eingeſteckt werden kann. Nunmehr dient der Stift L als Stützpunkt für den

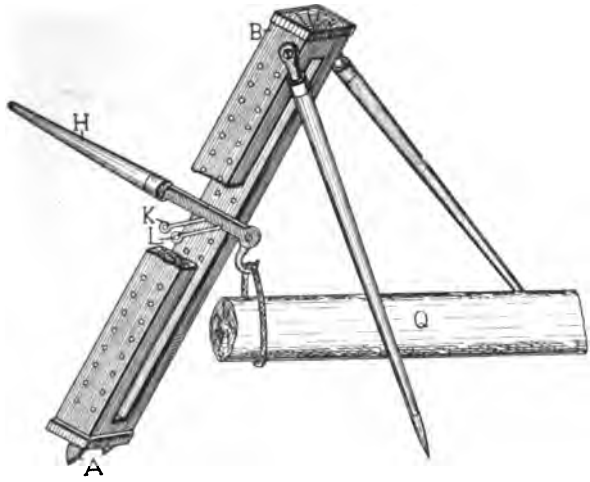


Fig. 809.

Hebel H, und es wird die Laſt Q ſo weit niedergelaſſen, bis es möglich iſt, den Stift K unter dem Hebel hinweg in das nächſt höhere Loch ſeiner Reihe einzuführen. Auf dieſe Weiſe verlegt man allmählich den Stützpunkt K für den Hebel immer höher und kann die Laſt ſchrittweiſe auf eine größere Höhe bringen.

Derartige Hebevorrichtungen ſind nur für untergeordnete Arbeiten zu verwenden. Die modernen Hebemaſchinen ſind ſo eingerichtet, daß ſie ein ſchnelleres und leichteres Anheben der Laſten zulaſſen. Wir können bei ihnen drei Arten unterſcheiden:

Die Rollen und Flaſchenzüge,
Die Winden und
Die Krahne.

Die Rollen und Flaſchenzüge

beſtehen im Weſentlichen aus Rollen, um welche ein Seil oder eine Kette geſchlungen iſt, an deren Ende einerſeits die Laſt befeſtigt wird, anderſeits die Kraft angreift, durch welche die Laſt angehoben werden ſoll. Je nachdem die Rolle, über welche das Seil läuft, feſt gelagert iſt oder nicht, unterſcheidet man

feſte Rollen oder Leitrollen und
loſe Rollen oder Arbeitsrollen.

Die Leitrolle, wie eine solche Fig. 810 und 811 darstellen, besteht aus einer Rolle R, die auf einer Achse A fest oder lose angebracht ist, welche in Lagern ruht. Legt man über eine solche Rolle ein Seil oder eine Kette und befestigt am anderen

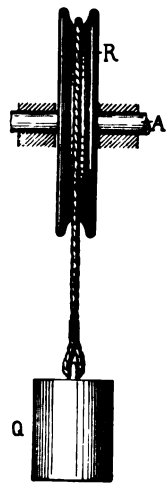


Fig. 810.

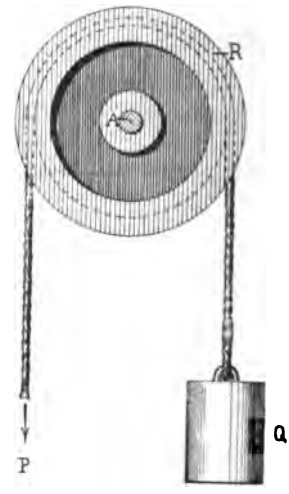


Fig. 811.

Ende eine Last Q, so kann man letztere durch Drehung der Rolle anheben, wenn an dem anderen Ende eine entsprechend große Kraft P wirkt. Die Rolle ruht hierbei in den Lagern auf einer festen Unterlage. Beim Anheben der Last verändert sich die Lage der Rolle nicht, und es wird auf der einen Seite ein eben so langes Seilstück über der Rolle abgewickelt, als auf der anderen Seite die Last Q angehoben wird.

Die Arbeitsrolle, welche auch als lose Rolle bezeichnet wird, stellt Fig. 812 und 813 dar. Ihre Achse ruht nicht in Lagern auf einer festen Unterlage, die Rolle R ist vielmehr in eine Schlinge des Seiles S eingehängt. Ein Ende des Seiles kann dabei an einem Haken H befestigt werden, während an seinem anderen Ende die Kraft wirkt, welche die Last Q anzuheben hat. Die Last Q wird vermittelst des Bügels B an der Achse A der Rolle aufgehängt. Von der Arbeitsrolle wird also die Last nicht mehr direkt angehoben, wie bei der Leitrolle, vielmehr wird durch Verkürzung der Seilschlinge die Rolle selbst und durch sie erst wieder die Last angehoben. Auch hat bei der Arbeitsrolle ein Seilende nicht mehr wie bei der Leitrolle die ganze Last zu tragen. Die Spannung, die durch die Last hervorgerufen wird, vertheilt sich vielmehr auf beide Seilenden, welche die Rolle tragen.

Während aber bei der Leitrolle auf der einen Seite so viel Seil abgewickelt wird, wie auf der anderen Seite mit der Last sich aufwickelt, muß bei der ein-

fachen Arbeitsrolle, wie sie Fig. 811 zeigt, auf der Seite, wo die Zugkraft wirkt, ein doppelt so langes Stück Seil abgewickelt werden, als die Förderhöhe der Last Q beträgt. Um die Rolle R beispielsweise 1 m anzuheben, müssen offenbar beide Seilenden, in welchen sie hängt, um 1 m verkürzt werden, und da das eine Seilende befestigt ist, so kann die Seilverkürzung nur dadurch erfolgen, daß das lose Seilende um 2 m abgewickelt wird. Um also die Rolle R und damit die Last Q um 1 m anzuheben, muß bei der einfachen Arbeitsrolle das freie Seilende um 2 m abgewickelt werden.

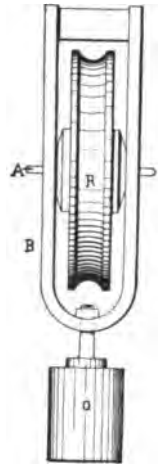


Fig. 812.

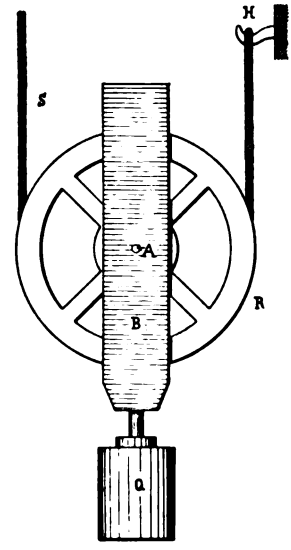


Fig. 813.

Die Arbeitsrolle kann aber deshalb, weil der Weg, den die Zugkraft an dem freien Seilende zurücklegt, doppelt so groß ist, wie die Strecke, um die die Last angehoben wird, ebenso wie ein Hebel von ungleicher Armlänge dazu benutzt wird, um mit einer kleineren Zugkraft eine größere Last zu bewältigen. Umgekehrt kann auch die Arbeitsrolle so benutzt werden, daß die Zugkraft an der Rolle und die Last an dem freien Seilende angreift. Alsdann wird eine größere Betriebskraft nothwendig sein, als die Last sie erfordert. Die Last wird aber in diesem Falle eine noch einmal so lange Wegstrecke zurücklegen, als die Zugkraft.

Den Wirkungsgrad der Leitrollen und der Arbeitsrollen geben die nachstehenden Tabellen an*):

Tabelle für die Wirkungsgrade von Hanfseil- und Kettenleitrollen.

Seildurchmesser .	16	26	36	46	52	Ketten
Wirkungsgrad .	0,96—0,94	0,95—0,91	0,93—0,89	0,92—0,87	0,91—0,85	0,96—0,95

Tabelle für die Wirkungsgrade loser Rollen oder Arbeitsrollen.

Seildurchmesser . . .	16	26	36	46	52
Wirkungsgrad	0,97—0,98	0,96—0,97	0,94—0,97	0,93—0,96	0,93—0,96

Für Ketten von beliebiger Eisenstärke ist der Wirkungsgrad = 0,97—0,98.

*) Ernst, „Die Hebezeuge".

Der Rollenzug, wie Fig. 814 einen solchen zeigt, findet heute keine große Anwendung mehr. Er setzt sich aus einer Anzahl neben einander angeordneter Arbeitsrollen zusammen. Die Last Q wirkt an der Rolle R, welche in der Schlinge des Seiles S wirkt und dessen Ende an dem Haken H befestigt ist. An dem freien Ende des Seiles greift aber die Kraft nicht direkt an, vielmehr ist dieses freie Ende an einer zweiten Arbeitsrolle R_1 angehängt, die in der Schlinge eines zweiten Seiles S_1 ruht. Das freie Ende dieses Seiles ist ebenso an einer dritten Arbeitsrolle R_2 angehängt, welche in der Schlinge des Seiles S_2 ruht. Das freie Ende dieses Seiles S_2 endlich ist über eine Leitrolle R_3 gelegt, welche an der Decke aufgehängt ist, und an diesem freien Seilende wirkt die Zugkraft P. Der Zweck, welcher bei der Verwendung mehrerer Arbeitsrollen, die in der beschriebenen Weise unter einander in Beziehung stehen, verfolgt werden soll, ist leicht ersichtlich, sobald wir daran denken, daß es mit Anwendung der Arbeitsrollen möglich ist, eine große Last mit einer kleinen Betriebskraft zu bewältigen.

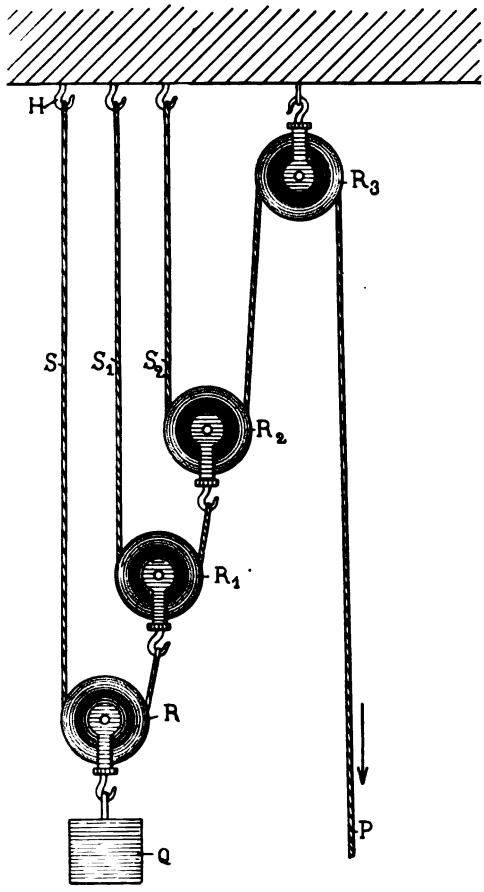


Fig. 814.

Zieht man beispielsweise das freie Ende des Seiles S_2 in der Richtung der Kraft P um 1 m nach unten, so wird, wie wir wissen, die Rolle R_2 um $^1/_2$ m angehoben. Aus demselben Grunde wird aber die nächstfolgende Arbeitsrolle R_1 nur um $^1/_4$ m angehoben werden, weil an dem freien Ende ihres Seiles S_1 die Rolle R_2 wirkt, welche um $^1/_2$ m angehoben worden ist. Endlich wird die Rolle R und damit die Last Q nur um $^1/_8$ m angehoben werden, weil an dem freien Ende ihres Seiles S die Rolle R_1 wirkt, die einen Weg von $^1/_4$ m zurücklegt. Da, wie wir wissen, der Weg, welchen eine Kraft zurücklegt, im Verhältniß zu der Arbeit steht, welche diese Kraft leistet, so kann auch in dem vorliegenden Falle

die Last Q, welche an der Rolle R aufgezogen wird, acht Mal so groß sein, als die Zugkraft P, welche an dem Seil S_2 wirkt. Es könnte sonach beispielsweise mit der Kraft von 100 kg eine Last von 800 kg an diesem Rollenzuge bewältigt werden. Nur wird diese Last um $^1/_8$ m angehoben, wenn das Ende des Seiles S_2, an welchem die Zugkraft wirkt, um 1 m abgewickelt worden ist.*)

Der Rollenzug kann auch umgekehrt aufgehängt werden und an der Rolle R die Kraft P wirken, während an dem freien Ende des Seiles S_2 die Last Q aufgehängt ist. Ein solcher Flaschenzug kann beispielsweise für hydraulische Aufzüge Verwendung finden, bei denen es sich nothwendig macht, den kurzen Hub eines vom Wasser getriebenen Kolbens in einen großen Hub zum Heben der Last umzusetzen.

Die Rollenzüge finden nur eine beschränkte Anwendung, weil sie der Höhe nach einen zu großen Raum beanspruchen. Dieser Uebelstand läßt sich durch eine andere Anordnung der Arbeitsrolle umgehen, wie dies bei den Flaschenzügen der Fall ist.

Die Flaschenzüge bestehen ebenfalls nur aus einer Anzahl von Arbeits- und Leitrollen, welche aber in einem Gehäuse, der sogenannten Flasche, untergebracht sind. Während aber beim Rollenzug jede Arbeitsrolle in einem besonderen Seile hängt, kommt beim Flaschenzug nur ein Seil zur Anwendung, welches nach einander um die festen und losen Rollen geschlungen ist.

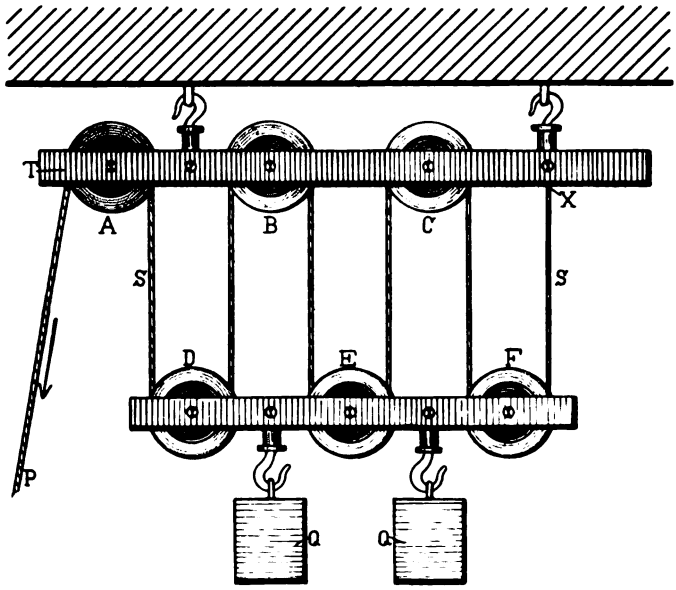


Fig. 815.

*) Allgemein ist die Zugkraft P bei n losen Rollen

$$P = \frac{Q}{2n}.$$

Wegen dieser Eigenschaft hat dieser Rollenzug auch den Namen Potenzflaschenzug erhalten.

Die Wirkungsweise eines Flaschenzuges geht aus der Fig. 815 hervor. Die einzelnen Rollen sind dabei anstatt in der Flasche an Trägern befestigt. Der obere Träger T ist an der Decke fest aufgehängt und hält die Leitrollen A B C, der untere Träger T_1 ist mit den Arbeitsrollen D E F versehen und an ihm werden die Lasten Q aufgehängt. Das Zugorgan, sei es ein Seil oder eine Kette, wird bei H an dem oberen Träger befestigt und schlingt sich nun abwechselnd um eine der losen und eine der festen Rollen, sodaß sein freies Ende, an welchem die Kraft P wirkt, zuletzt über die feste Rolle A geführt wird. Wenn man an diesem Ende durch die Kraft P einen Zug ausübt, so werden offenbar die Seilschlingen, in welchen die Arbeitsrollen D E F hängen, gleichmäßig verkürzt und der Träger T_1 mit der Last Q wird angehoben. Da sechs tragende Seilenden vorhanden sind, so kann auch die Last Q, welche von dem Flaschenzuge aufgenommen wird, eine sechsmal so große sein, als wenn sie an einer einfachen Leitrolle hängt. Die Last, welche ein Flaschenzug anheben kann, kann demnach um so größer sein, je mehr feste und lose Rollen der Flaschenzug enthält. Man wendet aber selten mehr als drei feste und drei lose Rollen an.*)

---

*) Ad. Ernst, „Die Hebezeuge".

Führt man folgende Bezeichnungen ein:

P = Zugkraft,

Q = zu hebende Last,

K_1 = Verhältniß der Spannung des ablaufenden Seiltrums zur Spannung des auflaufenden, d. h. den Quotienten $\frac{P}{Q}$ für Hanfseilrollen,

K_2 = dasselbe Verhältniß für Kettenrollen,

n = Anzahl der Rollen des Flaschenzuges,

so ist für Hanfseilflaschenzüge

$$Q = \frac{P}{K_1^n} \cdot \frac{K_1^n - 1}{K_1 - 1}$$ und der

Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{1}{n} \cdot \frac{K_1^n - 1}{K_1^n (K_1 - 1)} \text{ mit } K_1 = 1 + \frac{0{,}006\,\delta^2}{a} + \frac{2\,\mu\,r}{a} \text{ bis } 1 + \frac{0{,}012\,\delta^2}{a} + \frac{2\,\mu\,r}{a},$$

je nachdem besonders biegsame oder steifere Seile verwendet werden.

Seildicke δ, Rollenhalbmesser $a = 4\,\delta$, Zapfenradius $r = 0{,}4\,\delta$ in Millimetern, Zapfenreibungs-Coefficient $\mu = 0{,}08$.

Für Kettenflaschenzüge ist:

$$Q = \frac{P}{K_2^n} \cdot \frac{K_2^n - 1}{K_2 - 1}$$ und der

Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{1}{n} \cdot \frac{K_2^n - 1}{K_2^n (K_2 - 1)} \text{ und } K_2 = 1 + \frac{0{,}2\,\delta}{a} + \frac{2\,\mu\,r}{a} \text{ bis } 1 + \frac{0{,}3\,\delta}{a} = \frac{2\,\mu\,r}{a},$$

je nachdem die Kette trocken oder geschmiert ist.

Ketteneisenstärke δ, Rollenhalbmesser $a = 10\,\delta$, Zapfenradius $r = 1{,}5\,\delta$ in Millimetern, Zapfenreibungs-Coefficient $\mu = 0{,}08$.

In Wirklichkeit werden die Flaſchenzüge ſo ausgeführt, wie der in Fig. 816 dargeſtellte Flaſchenzug der Düſſeldorfer Maſchinenbau-A.-G. vorm. J. Loſenhauſen in Düſſeldorf-Grafenberg. Die obere Flaſche, welche die Leitrollen trägt, iſt mit einem Haken verſehen, an dem der ganze Flaſchenzug aufgehängt werden kann. Die untere Flaſche, welche die Arbeitsrollen umſchließt, läuft zu einem Haken aus, an den die Laſt angehängt werden kann. Bei dem dargeſtellten Flaſchenzuge ſind drei feſte Rollen in der oberen Flaſche und zwei loſe in der unteren Flaſche untergebracht. Die loſen Rollen ſind auf ihren Achſen loſe drehbar angeordnet und durch Zwiſchenbleche von einander getrennt. Im Weſentlichen finden ſich dieſe Theile bei allen Flaſchenzügen wieder.

Fig. 816.

Fig. 817.

Einen Flaſchenzug mit Selbſthemmung ſtellt Fig. 817 dar. Das vordere Blech der Flaſche iſt fortgenommen, um die innere Einrichtung erkennen zu laſſen. Die Flaſchenzüge werden meiſt auch mit einer Vorrichtung verſehen, welche ein Niederſinken der Laſt verhindern ſoll, wenn das Zugſeil losgelaſſen wird. Die Conſtruction dieſer Selbſthemmung iſt eine äußerſt verſchiedene. Gewöhnlich wird das Seil dabei mittelſt einer Klemmvorrichtung in der Rille der Rolle feſtgeklemmt. Zum Niederlaſſen der Laſt iſt dann die Auslöſung der Klemmvorrichtung nöthig.

Eine Flaſche der erſteren Art mit drei Rollen iſt in Fig. 818 beſonders dargeſtellt. Die einzelnen Theile ſind dabei deutlicher zu erkennen, da ſie von dem Seile nicht verdeckt ſind.

Die untere Flaſche für einen Ketten-Flaſchenzug zeigt Fig. 819. Die einzelnen Kettenrollen können dabei die Form haben, wie ſie in

Fig. 818.

Fig. 819.

dem Abschnitt „Kettenräder", Band I, Seite 347 ff., dieses Werkes besprochen wurden.

Die erstgenannte Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. vorm. J. Losenhausen in Düsseldorf-Grafenberg fertigt derartige Flaschenzüge in Größen nachstehender Tabelle:

Anzahl der Rollen in Ober- und Unterflasche	1 à 1				2 à 1				2 à 2			
Rollenbreite (bezw. Seilstärke) in mm	10	13	16	19	10	13	16	19	10	13	16	19
Aeußerer Rollendurchmesser in mm	65	90	102	120	65	90	102	120	65	90	106	120
Hebekraft bei Anwendung einer Zugkraft von 50 kg in kg	90				130				165			
Hebekraft bei Anwendung einer Zugkraft von 100 kg in kg		175				250				330		
Hebekraft bei Anwendung einer Zugkraft von 150 kg in kg			265				380				480	
Hebekraft bei Anwendung einer Zugkraft von 225 kg in kg				400				570				725

Anzahl der Rollen in Ober- und Unterflasche	3 à 2				3 à 3				4 à 3			
Rollenbreite (bezw. Seilstärke) in mm	10	13	16	19	10	13	16	19	10	13	16	19
Aeußerer Rollendurchmesser in mm	65	90	102	120	65	90	102	120	65	90	102	120
Hebekraft bei Anwendung einer Zugkraft von 50 kg in kg	200				225				250			
Hebekraft bei Anwendung einer Zugkraft von 100 kg in kg		390				450				500		
Hebekraft bei Anwendung einer Zugkraft von 150 kg in kg			590				675				790	
Hebekraft bei Anwendung einer Zugkraft von 225 kg in kg				875				1000				1135

Der Wirkungsgrad der Flaschenzüge ist nach Prof. Ernst*) aus der nachstehenden Tabelle zu erkennen:

Rollenzahl n =		2	3	4	5	6	7	8
Für Hanfseile von der Stärke δ	δ = 16	0,94–0,91	0,93–0,89	0,91–0,86	0,89–0,83	0,87–0,81	0,86–0,79	0,84–0,76
	δ = 26	0,93–0,88	0,90–0,84	0,88–0,80	0,86–0,77	0,83–0,74	0,81–0,71	0,76–0,68
	δ = 36	0,91–0,84	0,88–0,80	0,85–0,75	0,82–0,71	0,80–0,68	0,77–0,64	0,75–0,61
	δ = 46	0,89–0,81	0,85–0,76	0,82–0,71	0,79–0,66	0,76–0,62	0,73–0,59	0,71–0,55
	δ = 52	0,88–0,79	0,84–0,73	0,80–0,68	0,77–0,64	0,74–0,60	0,71–0,56	0,68–0,52
Für Ketten	geschmiert	0,94	0,92	0,90	0,88	0,86	0,85	0,83
	trocken	0,93	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80

*) Prof. Ernst, „Die Hebezeuge".

Der Differential-Flaschenzug (vom lateinischen differentia = Unterschied). Diese Flaschenzüge werden als Differential-Flaschenzüge bezeichnet, weil bei ihnen die lose Rolle, welche die Last trägt, mit einer Geschwindigkeit gehoben wird, welche dem Unterschied in der Fortbewegung der beiden Kettenenden entspricht, die über die festen Rollen laufen. Sie werden größtentheils als Ketten-Flaschenzüge ausgeführt mit zwei festen und einer losen Rolle.

Der Differential-Flaschenzug von Weston, der erste Flaschenzug dieser Art, ist in Fig. 820 und 821 wiedergegeben und nach Ausführung der **Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. vorm. J. Losenhausen** in Düsseldorf-Grafenberg durch Fig. 822 dargestellt. Bei diesem Flaschenzuge sind die beiden festen Rollen R_1 R_2 der oberen Flasche, von denen die eine R_1 einen etwas kleineren Durchmesser hat, als die andere R_2, aus einem Stück gemacht. Ihre Achse A ist in der Flasche F befestigt. Die lose Rolle R hängt mit einem Bügel B in der Kettenschlinge. Dabei kommt keine offene Kette zur Anwendung, sondern eine Kette ohne Ende. Die Kette, welche um die lose Rolle herumgeführt

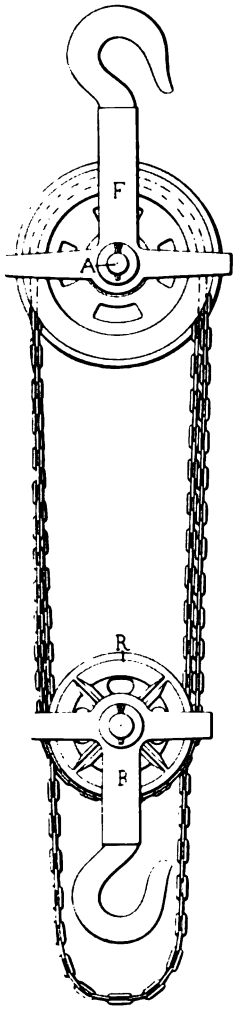


Fig. 820.

Fig. 821.

Fig. 822.

ist, läuft einerseits um die größere der festen Rollen, anderseits ist sie in entgegengesetzter Richtung um die kleinere der festen Rollen geschlungen. Die Kette erhält meist — wie Fig. 822 zeigt — eine Führung, bevor sie auf die feste Rolle aufläuft, damit sie nicht aus der Rolle herausspringen kann. Es ist dazu ein Arm an dem Rollenbügel befestigt, welcher an seinem Ende eine hülsenförmige Führung trägt, durch welche die Kette hindurchgleitet.

Zieht man an der frei herabhängenden Kettenschlinge, so wird die Last gehoben oder gesenkt, je nachdem man an dem einen oder anderen Ende der Kette angreift. Da die beiden Enden der hängenden Kettenschlinge in entgegengesetzter Richtung auf die Leitrolle auflaufen, so wirkt der Flaschenzug selbsthemmend, solange der Unterschied in dem Durchmesser der beiden festen Rollen ein geringer ist.

Ein Vorzug dieses Flaschenzuges ist es auch, daß er eine viel kleinere Kettenlänge erfordert, als die gewöhnlichen Flaschenzüge, da das abgewickelte Kettenende sich wieder aufwickelt. Den Vorzügen des Weston'schen Flaschenzuges steht der Nachtheil gegenüber, daß die Kettenglieder wegen der ungleichen Theilung der beiden festen Kettenrollen einem immerwährenden Lagenwechsel ausgesetzt sind, während die Kette über die Rollen hinwegläuft. Dadurch ist auch der Verschleiß der Kette ein großer. Auch der Wirkungsgrad der Differential-Flaschenzüge ist ein verhältnißmäßig geringer.*

*) Nach Rühlmann, „Allgemeine Maschinenlehre IV", ist:

$$P \cdot D\pi = \frac{Q}{2}\pi D - \frac{Q}{2}\pi D_1,$$ wenn

D = Durchmesser der größeren Kettenrolle und

D_1 = „ „ kleineren „ ist.

Hieraus folgt: $$P = \frac{Q}{2}\left(1 - \frac{D_1}{D}\right).$$

„Nimmt man $\frac{D_1}{D} = \frac{10}{11}$ (d. h. giebt der großen Kettenrolle 22, der kleinen 20 Kerbe zur Aufnahme der offenbar gleich großen Kettenglieder), so erhält man:

$$P = \frac{1}{22} Q.$$"

„Hiernach ist also nur der 22. Theil als Kraft für den Gleichgewichtszustand erforderlich, sobald man die passiven Widerstände außer Acht läßt."

„Mit Beachtung der passiven Widerstände (Reibung der Zapfen in ihren Lagern und Reibung der Kettenglieder in Folge ihrer Umlegung um die Rolle) erhält man, wenn K_1 denselben Werth wie vorher Fußnote Seite 720 bezeichnet, für die Last Q_1:

$$Q_1 = P \frac{K_2 + 1}{K_2^2 - \frac{D_1}{D}},$$

daher, weil ohne die passiven Widerstände

$$Q = \frac{2P}{1 - \frac{D_1}{D}}$$

war, das Güteverhältniß η:

$$\eta = \frac{Q_1}{Q} = \frac{K_2 + 1}{K_2^2 - \frac{D_1}{D}} \cdot \frac{1 - \frac{D_1}{D}}{2}.$$

Hier $K = 1{,}8$ angenommen, giebt bei verschiedenen Werthen von $\frac{D_1}{D}$, nämlich:

$\frac{D_1}{D} =$	$\frac{7}{8}$	$\frac{8}{9}$	$\frac{9}{10}$	$\frac{10}{11}$
$\frac{Q_1}{P} =$	7,1	7,5	7,8	8,1
$\eta =$	0,44	0,42	0,39	0,36.

Um den Wirkungsgrad des Weſton'ſchen Flaſchenzuges zu verbeſſern, wendet man eine größere Ueberſetzung an und benutzt eine beſondere Zugkette, die über ein Handkettenrad läuft, das mit den feſten Rollen auf einer Achſe ſitzt. Der Weſton'ſche Differential-Flaſchenzug mit Handkettenrad iſt nach Ausführungen der Hebezeugfabrik von G. Kieffer in Köln in Fig. 823 dargeſtellt. Die obere Flaſche trägt auf einer Achſe mit den feſten Rollen ein Kettenrad von großem Durchmeſſer, das ſogenannte Handkettenrad oder Haſpelrad. Eine beſondere endloſe Kette iſt über dieſes Rad geſchlungen und dient als Zugkette, während die Kette des Flaſchenzuges ſelbſt in der beſprochenen Weiſe verläuft. Da das Haſpelrad einen weſentlich größeren Durchmeſſer hat, als die feſten Rollen, ſo gehört eine geringere Kraft dazu, die Laſt anzuheben, als bei dem vorgenannten Flaſchenzug.

Fig. 823.

Anſtatt eines einfachen Handrades wendet man auch zur Ueberwindung größerer Laſten Differential-Flaſchenzüge mit einem Handrad und mit Rädervorgelege an.

Eine beſondere Art eines Schnell-Flaſchenzuges iſt der in Fig. 824 und 825 im Schnitt und Fig. 326 in Anſicht dargeſtellte Flaſchenzug, Patent Kohn, der

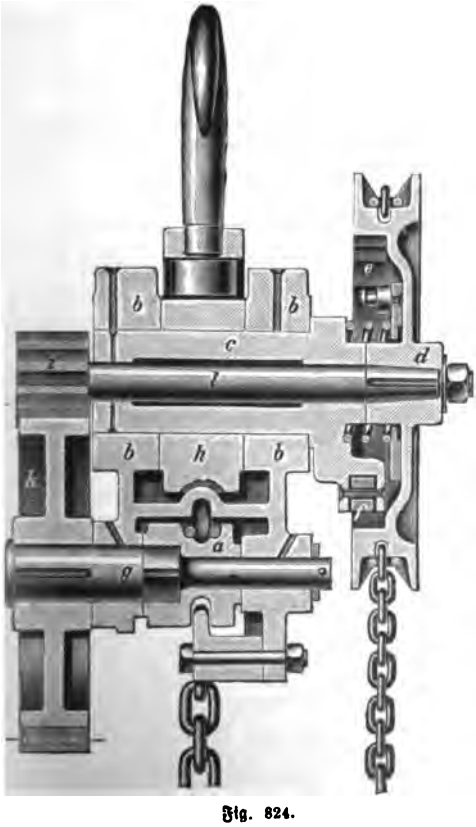


Fig. 824.

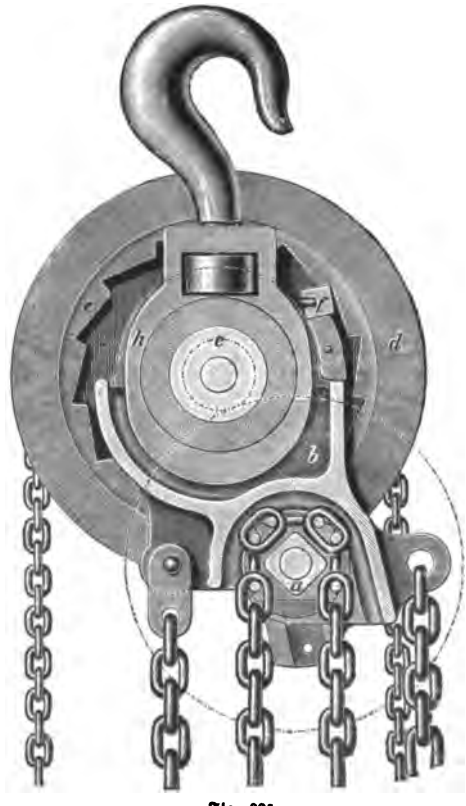


Fig 825.

von Briegleb Hansen & Co. in Gotha in den Handel gebracht wird. Die letzte Kette wickelt sich um die Kettennuß auf und ab, die Bewegung aber wird mittelst der Handkette, welche das Kettenrad d in Drehung versetzt, ausgeübt. Auf der entgegengesetzten Seite der Achse l des Kettenrades d sitzt ein Stirntrieb i, der mit dem Stirnrad k in Eingriff steht. Letzteres ist auf der Welle g befestigt, auf welcher auch die Kettennuß a sitzt. Die Kettenradwelle l lagert in einer Hohlwelle c und diese ist sowohl in den Wangen b b des Flaschenzuggehäuses gelagert, wie anderseits in dem Ringe h, an welchem der Haken angreift.

Fig. 826.

So lange das Kettenrad d so gedreht wird, daß die Last sich aufwärts bewegt, drehen sich nur die beiden Wellen l und g. Wenn aber die Handkette losgelassen wird, so zieht die Last durch die Kettennuß alle drehbaren Theile vorwärts. Da das Handkettenrad d an seinem inneren Umfang eine Sperradverzahnung e hat, die Hohlwelle c aber eine Sperrklinke f trägt, welche mit dem Sperrzahnkranz in Eingriff steht, so wird letzterer bestrebt sein, die Hohlwelle mitzunehmen. Diesem Bestreben der Last, die Hohlwelle c mitzunehmen, setzt sich der Reibungswiderstand entgegen, den die Hohlwelle nebst dem Einfluß der Last in dem Ringe h des Hakens und den Lagern b des Gehäuses findet. Die Reibungsflächen beider werden so gewählt, daß die Hemmung sicher erfolgt.

Soll die Last niedergelassen werden, so wird die Handkette an der betreffenden Seite angezogen und die Hohlwelle durch die Sperrklinkenverbindung mitgenommen, ihre Drehung aber durch die Stirnräder i und k auf die Kettennuß a übertragen.

Diese Flaschenzüge werden für Lasten bis zu 4000 kg gebaut.

Die Schrauben-Flaschenzüge. In neuerer Zeit verwendet man Flaschenzüge, bei welchen der Antrieb durch ein Schneckenrad erfolgt. Sie sind schon deshalb selbsthemmend, werden aber gewöhnlich noch mit einer Rücklaufsbremse versehen, welche es verhindern soll, daß die Last von selbst niedergeht, wenn die Zugkette losgelassen wird. Diese Bremsen lösen sich selbstthätig, so lange die Last angehoben wird und halten die Last in jeder Höhe selbthätig fest.

Fig. 827 und 828 zeigen einen Schrauben-Flaschenzug von E. Becker. In dem oberen Flaschengehäuse ist auf der Achse A das Kettenrad R, über welches die Lastkette geht und das Schneckenrad S befestigt. Gegen die Achse A um 90° versetzt, lagert die Schneckenradachse A_1 unter der ersteren in dem Flaschengehäuse. Sie trägt die Schnecke T, welche mit dem Schneckenrad S in Eingriff steht und

das Handrad H, über welches die Zugkette gelegt ist. Durch Ziehen der letzteren wird das Handrad H und dadurch die Schnecke in Umdrehung versetzt. Diese

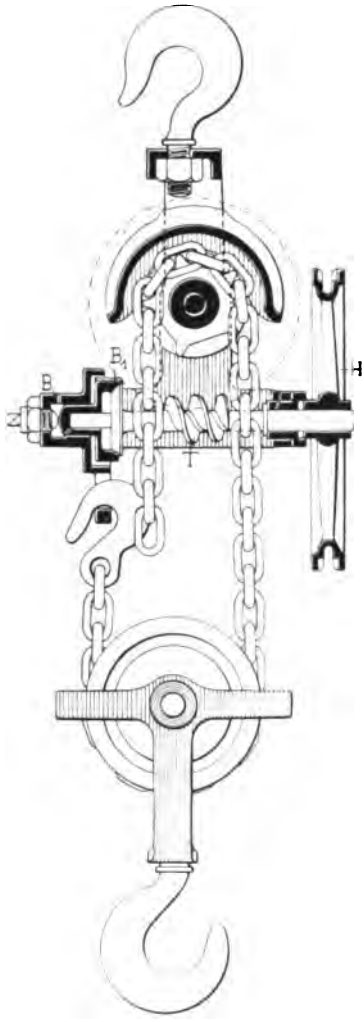


Fig. 827.

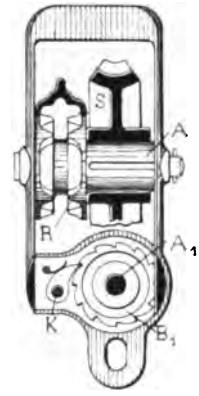


Fig. 828.

dreht das Schneckenrad S und zugleich die Kettenrolle R, über welche die Lastkette läuft. Je nach der Drehrichtung der Schneckenwelle wird die Last mit der unteren Flasche gehoben oder gesenkt.

Die Schneckenwelle A_1 *) trägt an ihrem hinteren Ende eine konische Bremsscheibe B, welche, wenn die Last angehängt ist, gegen die außen mit einer Sperrverzahnung versehenen Buchse B_1 drückt. An dem festen Gehäuse ist ein Sperrhaken K befestigt, welcher in die Sperrzähne der Buchse B_1 eingreift und die

*) Technische Revue, Jahrgang 1897, Nr. 76.

Laſt am Sinken verhindert. Die koniſche Bremsſcheibe tritt in Wirkung, ſo lange die Laſt ſchwebend gehalten werden muß. Soll die Laſt geſenkt werden, ſo genügt ein ſchwacher Zug an der Kette, um die Reibung an der Bremsſcheibe zu überwinden.

Der Schnecken-Flaſchenzug, wie ihn Schuchardt & Schütte in Berlin in den Handel bringen, wird durch Fig. 829 und 830 im Schnitt dargeſtellt. Die Kettenradwelle und die Schneckenwelle ſind wie bei dem vorgenannten Flaſchenzug

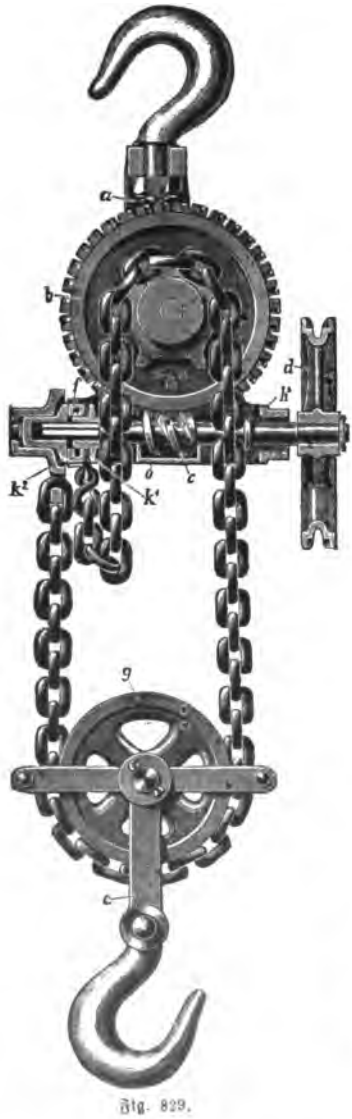


Fig. 829.

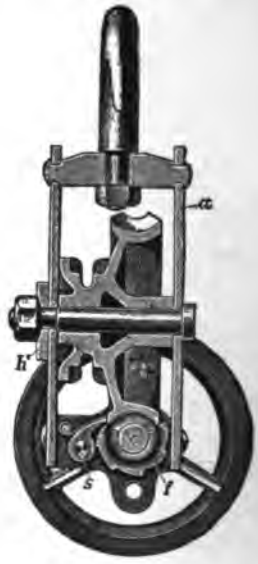


Fig. 830.

Fig. 831.

angeordnet, abweichend iſt aber die Reibungskupplung. Wie Fig. 831 in größerem Maaßſtabe erkennen läßt, iſt zwiſchen den beiden ebenen Reibungsſcheiben k_1 und k_2 das Sperrrad f loſe drehbar angeordnet. Die Reibungsſcheibe k_1 legt ſich

ihrem kugelförmig abgedrehten Boden gegen eine Spurpfanne im Gehäuse, welche den achsialen Druck aufnehmen soll. Ein Sperrkegel s an dem Flaschengehäuse steht mit dem Sperrrad f in Eingriff. Beim Anheben der Last dreht sich die ganze Reibungskupplung mit der Schneckenwelle, wobei die Sperrklinke über die Sperrzähne hinweggleitet. Wird die Zugkette losgelassen, so dreht die Last das Schneckenrad soweit zurück, bis die Sperrklinke s sich hinter einen der Sperrzähne setzt. Da das Sperrrad f zwischen den beiden Reibungsscheiben k_1 und k_2 eingepreßt ist, so wird es durch Reibung an der Drehung gehindert. Will man die Last senken, so muß man an der Zugkette soviel Kraft wirken lassen, daß diese Reibung überwunden wird.

Der Maxim-Schraubenflaschenzug, welchen Gebr. Bolzani in Berlin bauen, unterscheidet sich von dem vorgenannten nur durch seine Bremsvorrichtung, welche in Fig. 832 besonders dargestellt ist. Die Schneckenwelle a wird in der

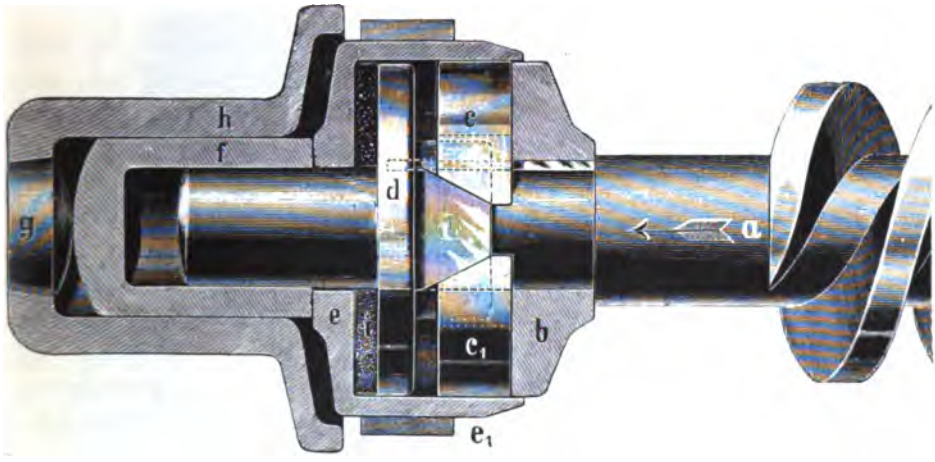


Fig. 832.

Pfeilrichtung gedreht, wenn die Last an dem Flaschenzug angehängt ist. Infolgedessen drückt der Bund b der Welle die beiden ringförmigen Bremsbacken c und c_1 gegen die schiefen Flächen der keilförmigen Ansätze einer Scheibe d, welche auf der Welle verschiebbar, jedoch nicht drehbar, angeordnet ist. Die Bremsbacken c und c_1 werden dabei aus einander getrieben und mit ihrem Umfang gegen den inneren Umfang der Bremsmuffe e_1 gepreßt, welche die Bremsbacken übergreift. Gleichzeitig wird die Scheibe d gegen den Boden der Bremsmuffe gedrückt. Von der Bremsmuffe findet die weitere Druckübertragung auf die cylindrische Buchse t statt, welche lose drehbar auf der Achse sitzt und sich in dem Lager h der Flasche führt, mit ihrem balligen Boden aber sich gegen den Spurzapfen g stützt. Die Bremsmuffe e_1 ist an ihrem äußeren Umfang mit Sperrzähnen versehen und wird, wie bei den vorgenannten Flaschenzügen, beim Sinken der Last durch eine Sperrklinke zurückgehalten.

Der Schrauben-Flaschenzug der Hebezeugfabrik von G. Kieffer in Köln unterscheidet sich ebenfalls von den anderen Flaschenzügen dieser Art durch die Bremsvorrichtung, welche in Fig. 833 und 834 besonders dargestellt ist. Sie besteht aus einer Bremsscheibe B, die auf einem steilen Gewinde der Achse achsial

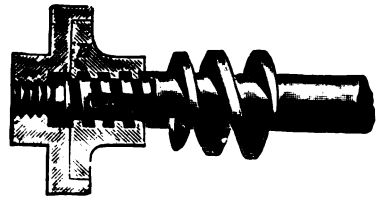


Fig. 833.

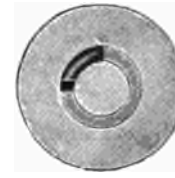


Fig. 834.

verschiebbar angeordnet ist. Beim Rechtsdrehen der Antriebsschnecke schraubt sie sich während des Hebens der Last von der Bremsfläche ab, sodaß nur der Spurzapfen der Schneckenwelle gegen den festen Spurzapfen des Gehäuses sich stützt. Beim Linksdrehen der Schneckenwelle, also während des Sinkens der Last, wird die Bremsscheibe B zurückgeschraubt und dabei gegen eine feste Bremsfläche gedrückt. Wenn die Zugkette freigegeben ist, wirkt die Reibung dieser beiden Flächen bremsend auf die Last ein. Diese Bremsvorrichtung hat den Vorzug, daß sie aus nur wenig einzelnen Theilen besteht und weder ein Sperrrad noch eine Sperrklinke erfordert. Derartige Flaschenzüge werden deshalb auch von der Fabrik bis zu einer Tragkraft von 30 000 kg ausgeführt. Für Flaschenzüge über 10 000 kg Tragkraft werden Gall'sche Gelenkketten — Band I, Seite 621 ff. — als Lastkette verwendet.

Um die Flaschenzüge an verschiedenen Stellen einer Werkstatt gebrauchen zu können, ohne sie aushängen zu müssen, werden sie an sogenannten Laufkatzen befestigt. Es sind dies kleine Wagen, die auf Schienen oder Trägern laufen und mit einer Oese versehen sind, in welche der Flaschenzug eingehängt werden kann. Auf dem Träger werden sie durch Ziehen an dem Flaschenzuge selbst fortbewegt oder sie erhalten eine besondere Vorrichtung für diesen Zweck.

Laufkatzen, die durch Ziehen am Flaschenzug fortbewegt werden, sind nach Ausführungen der Hebezeugfabrik von G. Kieffer in Köln in Fig. 835 und 836 dargestellt. Fig. 835 zeigt eine Laufkatze, welche aus einer

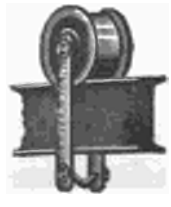


Fig. 835.

Fig. 836.

einfachen Laufrolle besteht, die auf einem I-Träger rollt. An ihrer Achse ist der Bügel aufgehängt, der den Flaschenzug aufnehmen soll. Fig. 836 stellt eine Laufkatze dar, die aus zwei Laufrollen besteht. Sie sind durch zwei schmiedeeiserne Schilder so mit einander verbunden, daß sie in gleichen Abständen von einander bleiben. Unterhalb des I-Trägers erhalten die Schilder eine Oese zum Einhängen des Flaschenzuges.

Eine Laufkatze mit einer besonderen Fortbewegungsvorrichtung, wie sie dieselbe Fabrik baut, ist in Fig. 837 und 838 von zwei entgegengesetzten Seiten dargestellt. Auf den Achsen der Laufrollen ist je ein Stirnrad befestigt;

Fig. 837.

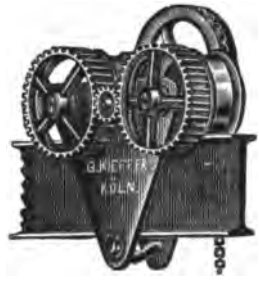


Fig. 838.

beide Stirnräder aber mit einem Zwischenrad in Eingriff gebracht, sodaß ihre Achsen sich in demselben Drehsinne bewegen. Auf der entgegengesetzten Seite einer der Achsen ist ein Haspelrad befestigt, das durch eine Zugkette gedreht werden kann. Durch die Zahnräder wird seine Drehung auf die Laufrollen übertragen.

Die Winden.

Zum Heben von größeren Lasten sind Hebemaschinen in Gebrauch, welche als Winden bekannt geworden sind. Es können dies Vorrichtungen sein, welche ohne Zugorgan direkt auf die Last einwirken. Diese Winden sind aber nur zum Heben von Lasten auf geringe Höhen zu gebrauchen. Unter Winden bezeichnen wir aber auch Hebevorrichtungen, bei denen die Last, wie bei der einfachen Winde, die in Band I, Fig. 19 dargestellt ist, an einem Zugorgan hängt. Bei ihr wird, wie bei den meisten der gebräuchlichen Winden, das Zugorgan, an welchem die Last hängt, auf einer Trommel aufgewickelt.

Die erstere Art von Winden wird als Zahnstangen- oder Schraubenwinden bezeichnet, je nachdem eine Zahnstange oder eine Schraube dazu dient, die Last anzuheben. Die letztere Art der Winden ist als Trommelwinde bekannt.

Die direkt wirkenden Winden werden nur für Hubhöhen von 350 mm im Mittel benutzt. Sie werden als Zahnstangenwinden oder als Schraubenwinden ausgeführt.

Die Zahnstangenwinde zeigt Fig. 839 im Schnitt, Fig. 840 in Ansicht. In einem kräftigen hölzernen Gehäuse G, welches durch Eisenbeschläge verstärkt ist, ist die Zahnstange Z in der Achsenrichtung verschiebbar gelagert und steht mit dem Zahntrieb C in Eingriff. Um größere Lasten anheben zu können, wird die Kurbel K nicht direkt auf der Achse des Triebes aufgesteckt, vielmehr wird ein Rädervorgelege angeordnet. Bei der dargestellten Winde ist auf der Triebachse ein größeres Zahnrad U befestigt, welches mit einem zweiten Trieb T auf der Kurbelwelle in Eingriff steht. Je nach der

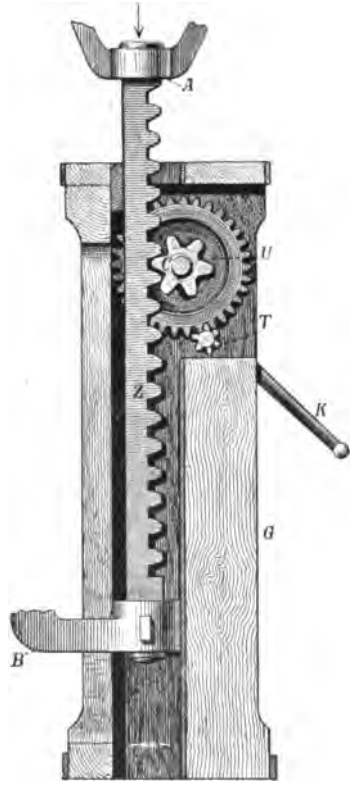


Fig. 839.

Fig. 840.

Uebersetzung dieser beiden Räder ist die Winde zum Heben einer größeren oder kleineren Last brauchbar.

Außerhalb des Gehäuses sitzt auf der Kurbel ein Sperrrad, in das eine Sperrklinke eingreift, um ein selbstthätiges Zurückgehen der Last zu verhindern. Will man die Last niederlassen, so hebt man die Sperrklinke aus, und es geht alsdann die Zahnstange unter Wirkung der Last nieder. Die Zahnstange Z ist an ihrem oberen Ende mit einem Kopf A versehen, der gewöhnlich in zwei oder mehreren Klauen ausläuft. Will man eine Last anheben, welche sich so dicht am Boden befindet, daß die Winde nicht mit dem Kopf darunter gebracht werden kann, dann wird eine Klaue B an dem unteren Ende der Zahnstange benutzt, die aus dem Gehäuse G herausreicht und in einem Schlitz desselben sich führt.

Die Gehäuse erhalten stets an ihrem Boden eiserne Spitzen, damit die Winde nicht so leicht ausgleiten kann. Derartige Winden mit einfacher Räderübersetzung werden zum Anheben von Lasten bis 6000 kg benutzt.

Zahnſtangenwinde mit eiſernem Gehäuſe. Eine derartige Winde mit doppeltem Getriebe iſt nach Ausführungen der Gebr. Bolzani in Berlin durch Fig. 841 dargeſtellt. Der Mantel beſteht aus einer einzigen Tafel Blech, ohne Winkeleiſenverbindung. Das Gehäuſe für das Triebwerk kann zum Zwecke der Schmierung und der Reparatur geöffnet werden, wie dies die Figur zeigt. Die untere Klaue iſt an der glatten Seite des Gehäuſes gegenüber der Kurbel angeordnet, ſodaß die Laſt unbehindert gehoben werden kann. Durch die Anwendung eines doppelten Zahnradvorgeleges iſt es möglich, mit einer derartigen Winde Laſten bis 20000 kg anzuheben.

Fig. 841.

Zahnſtangenwinden werden für zahlloſe Zwecke zum Fortſchieben und Anheben ſchwerer Laſten gebraucht. Je nach der Größe der Laſt, welche ſie zu bewältigen haben, kann man ihnen eine Hubhöhe bis zu 500 mm geben. Für geringere Hubhöhen bis etwa 300 mm werden

Die Schraubenwinden vortheilhaft benutzt, die in ihrer Conſtruction einfacher und auch leichter ſind. Eine Schraubenwinde, wie ſie die vorgenannte Firma ausführt, ſtellt Fig. 842 dar. Das Geſtell wird von einem Dreifuß, welcher als Träger einer Mutter dient, in der eine Schraubenſpindel mit Flachgewinde ſich führt, gebildet. Die Schraubenſpindel muß die Laſt aufnehmen und iſt dazu an ihrem oberen Ende mit einem klauenartigen Anſatz verſehen, der drehbar an dem kugelförmigen Kopf der Spindel eingeſetzt iſt. Der Spindelkopf ſelbſt iſt kreuzweiſe durchlocht. Durch dieſe Löcher werden die eiſernen Handhaben hindurchgeſteckt mittelſt derer die Spindel auf- und niedergeſchraubt werden ſoll. Die Mutter pflegt man aus Bronze, die Spindel aus Stahl zu machen. Derartige Schraubenwinden werden zum Anheben von Laſten bis 20000 kg für eine Hubhöhe bis 300 mm gebaut.

Fig. 842.

Die Differential-Schraubenwinde*) von Zobel, Neubert & Co. zeigt Fig. 843. Unter Differential-Schraubenwinde (vom lateinischen differentia = Unterschied) ist eine Winde verstanden, deren Schraubenspindel mit der zugehörigen Mutter gleichzeitig und in demselben Drehsinne gedreht wird. Es erhält aber dabei die Mutter eine etwas größere Geschwindigkeit als die Spindel und in Folge dessen muß die letztere im Verhältniß zu dem Unterschied der beiden Drehgeschwindigkeiten eine aufsteigende Bewegung machen. Auf diese Weise kann man die auf der Spindel ruhende Last, wie bei Anwendung eines Rädervorgeleges, mit einer entsprechend großen Kraftübersetzung anheben. Auf der Kurbelwelle A sind die beiden Kegelräder B und C befestigt. Mit dem Kegelrad B im Eingriff ist das Kegelrad E, welches als Mutter der Schraubenspindel ausgebildet ist. Das Kegelrad C steht in Eingriff mit dem Kegelrad D, welches mit der Spindel durch Nuth und Feder verbunden ist. Das Uebersetzungsverhältniß der Kegelräder B und C ist ein anderes, als das der Kegelräder C und D. Aus diesem Grunde wird die Spindel gegen die Mutter allmählich verschoben, obschon beide gleichzeitig in demselben Drehsinne gedreht werden. Die Kurbelwelle A läuft in einer excentrischen Lagerhülse, die mit einem Handgriff H versehen ist. Wird dieser nach Lösung der federnden Einfallklinke gedreht, so kommen die Kegelräder B und C außer Eingriff mit den Kegelrädern E und D, das Antriebrad C aber in Eingriff mit dem Antriebrad F. Unter Benutzung der Kurbel kann nun die Spindel direkt gedreht werden, während der Differentialantrieb frei gegeben ist. Es wird dies sowohl beim Anheben kleinerer Lasten als auch beim Senken von Lasten geschehen. Gleichzeitig mit Umlegen des Handgriffes H kommt der Sperrzapfen I mit dem als Mutter dienenden Kegelrad E in Eingriff und hält dieses fest, sodaß die Mutter die Drehung der Schraubenspindel nicht mitmachen kann.

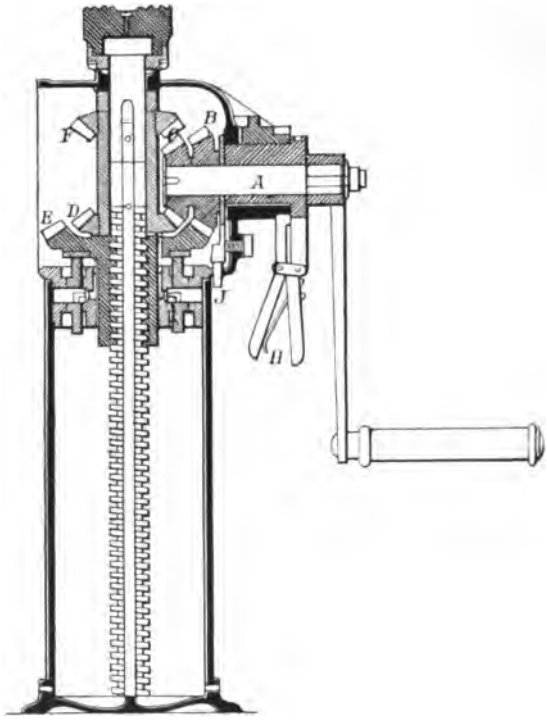


Fig. 843.

*) Dem Werke von Prof. Ad. Ernst, „Die Hebezeuge" entnommen.

Die Zugwinden, die zum Anheben von Laſten dienen, die ihnen angehängt werden, welche alſo nicht, wie die vorgenannten Winden unter die Laſten gebracht, ſondern über denſelben aufgehängt werden, erhalten ſeltener Zahnſtangenantrieb, ſie werden namentlich als Schraubenwinden gebaut. Fig. 844 zeigt eine Schraubenwinde von Schuchardt & Schütte in Berlin. Innerhalb eines eiſerner Gehänges, an deſſen unterem Ende ein Haken zum Anhängen der Laſt angebracht iſt, führt ſich die Schraubenſpindel. Sie iſt an ihrem oberen Ende mit einer Oeſe verſehen, die zur Aufhängung der Zugwinde dient. Die Mutter für dieſe Schraubenſpindel iſt drehbar an dem oberen Ende des Geſtelles gelagert und an ihrem äußeren Umfang als Schraubenrand ausgebildet. Mit dieſen in Eingriff ſteht eine Schnecke, welche auf der Kurbelwelle ſitzt. Die große Ueberſetzung, welche auf dieſe Weiſe geboten iſt, geſtattet es, die Schraubenwinde für verhältnißmäßig große Laſten zu verwenden.

Fig. 844.

Die indirekt wirkenden Winden. Wir haben damit die Winden bezeichnet, bei denen die Laſt an einem Seil oder an einer Kette, alſo an einem Zugorgan aufgehängt iſt, welches beim Heben der Laſt auf einer Trommel ſich aufwickelt. Derartige Winden können zum Heben von Laſten auf beliebige Höhe benutzt werden. Weil ſie aber auch zum Anheben großer Laſten verwendet werden müſſen, verſieht man ſie alle mit einem Rädervorgelege und aus dieſem Grunde werden ſie kurz auch Räderwinden genannt.

Zu den Räderwinden gehören eigentlich alle nachfolgenden Hebezeuge, wie Bockwinden, Krahne u. ſ. w., welche bisher noch nicht beſprochen wurden. Sie unterſcheiden ſich von einander nur durch ihren Aufbau und ihren Verwendungszweck. Bei allen aber kommt die Räderwinde zur Anwendung. In der Technik pflegt man jedoch nur diejenigen Hebezeuge als Winden zu bezeichnen, welche ohne jeden Aufbau und ohne Zubehör ſind. Die Ausführung dieſer Winden kann je nach dem Verwendungszweck eine verſchiedene ſein. Die meiſte Verwendung finden die Bockwinden. Sie werden ſo bezeichnet, weil der ganze Mechanismus zwiſchen zwei Böcken untergebracht iſt, die an jedem beliebigen Ort aufgeſtellt werden können.

Eine Bockwinde mit einfacher Räderüberſetzung iſt nach Ausführung von Schmidt, Kranz & Co. in Nordhauſen in Fig. 845 dargeſtellt. Die beiden gußeiſernen Böcke ſind mittelſt dreier ſchmiedeeiſerner Ankerbolzen ſo mit einander verbunden, daß ſie in einer beſtimmten Entfernung von einander gehalten werden. In dieſem Windengeſtell ſind die Trommelwelle und die

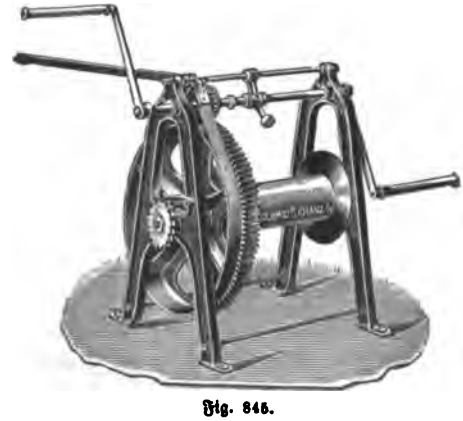


Fig. 845.

Kurbelwelle parallel zu einander gelagert. Letztere ist an jedem Ende mit je einer Kurbel versehen, die um 180° gegen einander versetzt sind. Die Drehbewegung der Kurbelwelle wird von einem kleinen Zahnrad auf ein großes Zahnrad der Trommelwelle übertragen. Außer diesem und der Windentrommel ist auf der Trommelwelle noch eine Scheibe mit glattem Umfang befestigt. Sie dient zum Bremsen der Trommelwelle, wenn die Last ohne Benutzung der Kurbeln niedergelassen werden soll. Zu diesem Zwecke ist ein Stahlband um den Umfang der glatten Bremsscheibe gelegt und das Ende dieses Bremsbandes an einem doppelarmigen Hebel befestigt. Der Hebel hat an dem oberen Ankerbolzen des Gestelles seinen Drehpunkt, wird er niedergedrückt, dann wird das Bremsband angezogen und gegen den Umfang der Bremsscheibe gepreßt.

Wie bei den Zahnstangenwinden ist auch bei diesen Winden ein Sperrrad auf der Windenwelle angebracht, sodaß die Last beim Loslassen der Kurbeln in jeder Höhe festgehalten wird. Soll die Last unter Anwendung der Bremse niedergelassen werden, dann muß dafür gesorgt sein, daß die Kurbeln die Drehbewegung nicht unnöthiger Weise mitmachen. Zu diesem Zwecke ist die Kurbelwelle in ihren Lagern verschiebbar. Eine Klinke, die am oberen Ankerbolzen drehbar angebracht ist, legt sich zwischen den Stellring der Kurbelwelle ein und sichert so deren Endstellungen.

Die Trommel wird zum Aufwickeln eines Seiles an ihrem Umfang abgedreht. Soll eine Kette als Zugorgan benutzt werden, so versieht man die Trommel an ihrem Umfang mit einer schraubenförmig verlaufenden Nuth. Stets soll die Trommel möglichst so lang sein, daß das Zugorgan nicht über einander aufgewickelt zu werden braucht.*) Zum Heben größerer Lasten machen sich, wie bei den direkt wirkenden Winden, mehrfache Uebersetzungen nöthig.

---

*) Den Kurbelradius nimmt man gewöhnlich 360—450 mm an. Die Kurbelwelle soll möglichst so weit vom Erdboden entfernt sein, daß sie bis zur Hüftenhöhe des Arbeiters reicht. Man nimmt die Entfernung vom Erdboden bis zur Mitte der Kurbelwelle im Mittel 1 m an.

In Rühlmann, „Allgemeine Maschinenlehre", heißt es weiter: „Wenn bezeichnet:

R = Radius des großen Zahnrades,

r = „ „ kleinen „ :

„Das Verhältniß $\frac{R}{r}$ der Zahnradradien (und folglich auch der Zähnezahlen) nimmt man gern 5—6, sodaß, wenn man dem Getriebe r = 7—8 Zähne giebt, das Rad R deren 35—48 (seltener bis 60) Zähne erhält. Den Halbmesser = b der Seiltrommel nimmt man meistens drei bis vier Mal vom Durchmesser des zum Fördern bestimmten Hanfseiles, sowie man endlich als Druckkraft eines mittelstarken Arbeiters am Kurbelgriffe, wenn nicht ununterbrochen, vielmehr mit Pausen gearbeitet wird, 16—18 kg in Rechnung bringt."

„Setzt man den Kurbelradius = a, den Halbmesser der Seiltrommel, vermehrt um die halbe Seildicke = b, und behält für Kraft und Last die Bezeichnungen P und Q bei, so hat man ohne Beachtung von Reibungs- und Seilbiegungswiderständen:

$$\frac{P}{Q} = \frac{r}{a} \cdot \frac{b}{R} \qquad \text{oder}$$

$$Q = P \cdot \frac{R}{r} \cdot \frac{a}{b}."$$

„Bei einigermaaßen guter Ausführung (und Abwartung) derartiger Winden mit einem Zahnradvorgelege kann man 9—10% für die Reibungswiderstände in Rechnung bringen, d. h. für den Arbeitsdruck P bezw. $\frac{P}{0{,}90}$ oder $\frac{P}{0{,}91}$ setzen."

Eine Bockwinde mit doppelter Räderübersetzung ist nach Ausführungen der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. vorm. J. Losenhausen in Düsseldorf-Grafenberg durch Fig. 846 dargestellt. Die Winde ist als fahrbare Winde ausgeführt und dazu mit zwei Radsätzen versehen, deren Räder zur Führung auf

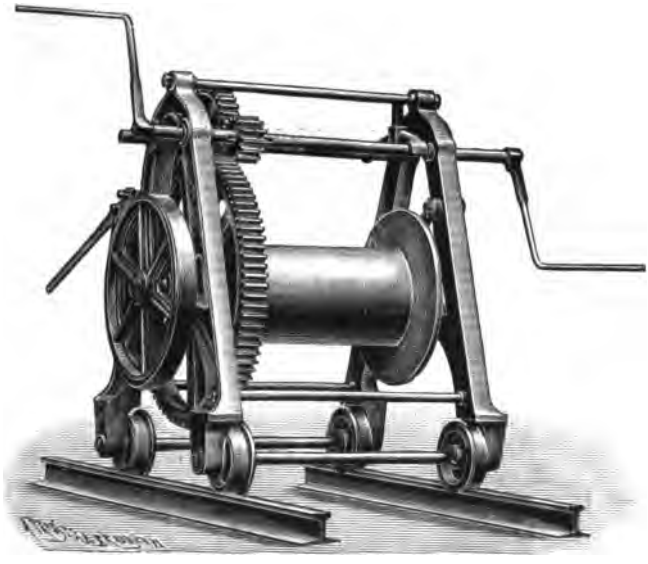


Fig. 846.

Schienen Flanschen haben. Die Anordnung der Winde unterscheidet sich von der vorbesprochenen hauptsächlich dadurch, daß das Windengestell außer der Kurbel- und Trommelwelle noch eine dritte, eine Vorgelegewelle, trägt. Das Zahnrad der Kurbelwelle steht in Eingriff mit einem größeren Zahnrad auf der Vorgelegewelle, und es wird die Drehbewegung der letzteren durch ein kleines Zahnrad auf das große Zahnrad der Trommelwelle übertragen. Man richtet diese Bockwinden so ein, daß durch Verschiebung der Kurbelwelle sowohl, als auch der Vorgelegewelle die Bockwinde auch mit einfacher Uebersetzung arbeiten kann, wenn es darauf ankommt, eine kleinere Last schneller aufzuwinden.*) Die Bremsscheibe

*) Rühlmann, „Allgemeine Maschinenlehre".

„Beispielsweise werde hier eine Bockwinde mit doppeltem Zahnradvorgelege unter der Voraussetzung berechnet, daß mit derselben Lasten Q bis zu 1200 kg gefördert werden sollen und daß die Arbeitskraft P = 2 . 16 kg = 32 kg ist, ferner der Radius der Handkurbel a = 40 cm beträgt — Fig. 847."

„Zuerst erhält man für den Durchmesser δ des erforderlichen Hanfseiles:

$$\delta = 0{,}095 \sqrt{Q} = 0{,}095 \sqrt{1200} = 3{,}3 \text{ cm."}$$

„Sodann ergiebt sich für den Halbmesser der Seiltrommel h = 3,5 δ = 11,50 cm, demnach der Hebelarm b der Last:

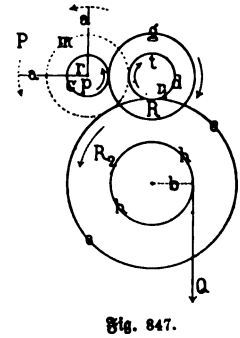


Fig. 847.

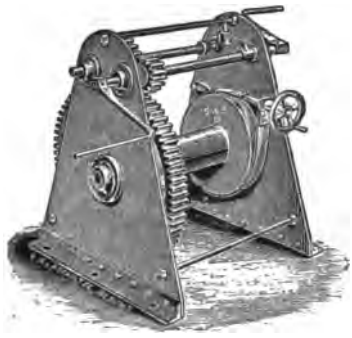


Fig. 848.

ist hier außerhalb des Gestelles auf der Trommelwelle befestigt und der Bremshebel, an welchem das Bremsband angreift, an dem Bock der Winde. Die Böcke werden auch aus Schmiedeeisen gefertigt und bestehen dann gewöhnlich aus einer stärkeren Blechtafel — Fig. 848.

Nachstehende Tabelle giebt die Hauptabmessungen und die Leistung für Bockwinden der Fabrik an und zwar Nr. 1—6 für Winden mit einfachem Vorgelege, von Nr. 10—20 für Winden mit doppeltem Vorgelege:

Nummer	Direkte Hebekraft bei leerer gewöhnlicher Trommel für Hanfseil, bezw. Ketten kg	Direkte Hebekraft bei leerer starker Trommel für Drahtseil kg	Es heben die volle Last Mann	Durchmesser der gewöhnlichen Trommel mm	Durchmesser der gewöhnlichen Trommelränder mm	Durchmesser der starken Trommel mm	Durchmesser der starken Trommelränder mm	Länge der Trommel mm
1	500	400	2—3	115	250	200	325	300
2	700	600	3	115	250	200	360	400
3	800	700	4	125	270	230	400	400
4	1000	800	4	135	280	230	400	450
5	1400	1200	5	140	310	260	440	520
6	1800	1400	6	150	330	300	460	580
10	800	700	2	125	270	230	400	400
11	1000	800	2	135	280	230	400	450
12	1400	1200	2	140	310	260	440	520
13	1800	1400	3	150	330	300	460	580
14	2200	1600	3	155	340	310	475	640
15	2500	1900	3	160	350	320	490	675
16	3500	2700	4	170	370	340	550	700
18	5000	4000	3	200	450	360	575	750
20	7500	6000	3	250	550	400	620	800

$$b = 11{,}50 + \frac{\delta}{2} = 11{,}50 + 1{,}65 = 13{,}15 \text{ oder besser } 13{,}20 \text{ cm.}$$

„Das erforderliche Uebersetzungsverhältniß ist daher:

$$\frac{Q\,b}{P\,.\,a} = \frac{R}{r}\,.\,\frac{R_1}{r_1},\ \text{d. i.}\ \frac{R}{r}\,.\,\frac{R_1}{r_1} = \frac{1200\,.\,13{,}2}{32\,.\,40} = 12{,}4,$$

woraus wir entnehmen:

$$\frac{R}{r} = 4 \text{ und } \frac{R_1}{r_1} = 3{,}1.$$

„Für's erste Räderpaar $\left(\frac{R}{r}\right)$ berechnet sich ferner die Zahntheilung zu 2,41 cm, für's zweite Paar $\left(\frac{R_1}{r_1}\right)$ zu 4 cm. Nimmt man dann für jedes der beiden Getriebe r und r_1 die Zähnezahlen = 11, ferner die Zähnezahl von R = 44 und die von R_1 = 34, so ergiebt sich schließlich für die gedachten Halbmesser selbst:

$$R = 17{,}80 \text{ cm},$$
$$r = 4{,}55 \text{ „},$$
$$R_1 = 21{,}64 \text{ „},$$
$$r_1 = 7{,}0 \text{ „}.$$

Conſol- oder Wandwinden. Wo eine Winde an eine und derſelben Stelle bleiben ſoll, ohne daß man den Platz auf dem Fußboden entbehren kann, befeſtigt man die Winde an der Wand. Eine Wandwinde nach Ausführungen von Gebr. Bolzani in Berlin zeigt Fig. 849. Die beiden conſolartigen Böcke des Windengeſtelles ſind auf einem gußeiſernen Arm angebracht, der an der

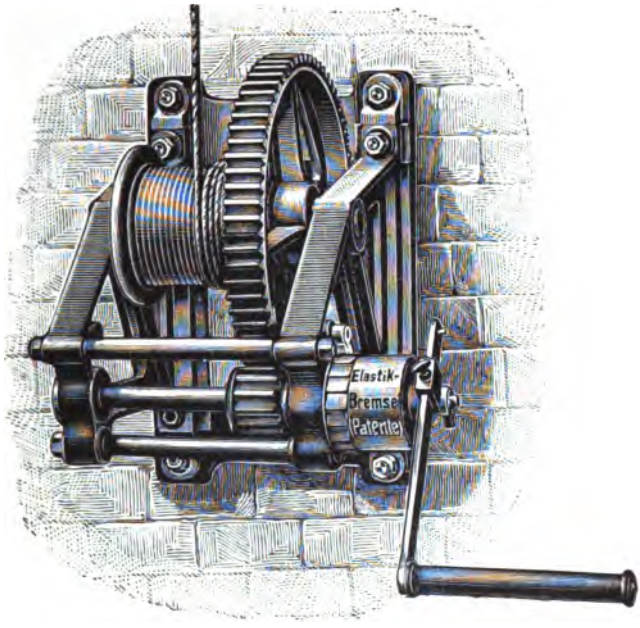


Fig. 849.

Wand verankert iſt. Die Winde hat ein einfaches Vorgelege und nur eine Kurbel, deren Arm verkürzt werden kann. Das Seil, welches von der Trommel nach oben geführt iſt, läuft gewöhnlich über eine Leitrolle, die an der Stelle des Gebäudes angemacht iſt, bis zu welcher die Laſten anzuheben ſind.

Die dargeſtellte Winde hat neben dem Sperrrad eine ſogenannte Elaſtik-Brems-Kupplung auf der Kurbelwelle. Dieſe iſt in Fig. 850 und 851 beſonders dargeſtellt. Auf dem vorderen abgeſetzten Ende der Kurbelwelle a iſt der Bremscylinder b loſe drehbar aufgeſetzt. Er iſt an ſeinem Umfang einerſeits mit Sperrzähnen b_1 beſetzt, in welche die Sperrklinke c eingreift, anderſeits mit zwei Einſchnitten b_2, in welche die Naſen d_1 einer Scheibe d eintreten, die den Bremscylinder gegen die Kurbel e hin abſchließt. Die Kurbel ſelbſt iſt auf das Ende der Kurbelwelle aufgeſchraubt und ſchiebt, ſobald ſie angezogen wird, die Scheibe d gegen den Bremscylinder vor. Innerhalb des Letzteren ſind zwei Reibungsſcheiben h und h_1 auf der Kurbelwelle verſchiebbar angeordnet und durch Nuth

und Feder mit ihr verbunden. Die Schraubenfeder i preßt die beiden Reibungsscheiben aus einander, sodaß die Scheibe h gegen den Boden b_3 des Bremscylinders, die Scheibe h_1 gegen den Deckel d gepreßt wird.

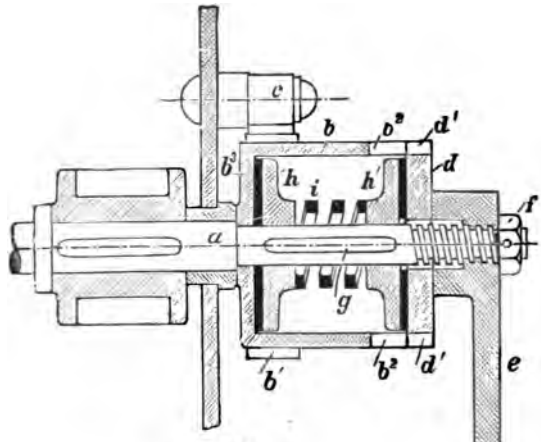


Fig. 850.

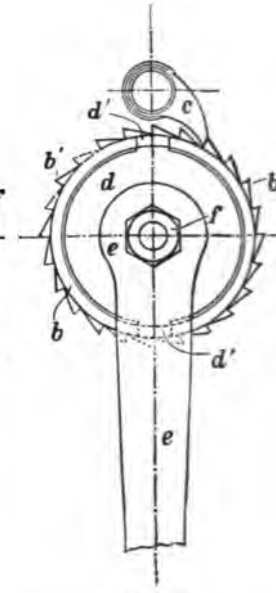


Fig. 851.

Dreht man die Kurbel e, welche in ihrer Endstellung sich gegen die Mutter i legt, an, um die Last anzuheben, so schraubt sich die Kurbel zunächst auf die Kurbelwelle auf und schiebt die Scheibe d gegen die Wirkung der Schraubenfeder i vor sich her, bis der Reibungswiderstand zwischen den Flächen der Kurbel e und der Scheibe d, dann der Scheibe d und der Reibungsscheibe h_1, ferner der Reibungsscheibe h und der Bodenscheibe b_3, sowie endlich zwischen der letzteren und dem Ansatz der Kurbelwelle a so groß geworden ist, daß er den Widerstand der Last überwindet. Erst dann wird die Last beim Weiterdrehen der Kurbel e angehoben. Am Rücklauf wird der Kurbelmechanismus b durch die Sperrklinke c gehindert. Ein Sinken der Last tritt nur ein, wenn der Arbeiter die Kurbel im umgekehrten Sinne dreht, weil alsdann die Reibung zwischen den genannten Flächen durch Zurückschrauben der Kurbel verringert wird. Schneller als der Arbeitende die Kurbel dreht, kann aber die Last nicht sinken, weil dadurch die Kurbel sofort wieder aufgeschraubt und die Reibung vermehrt würde. Soll die Last stehen, so kann die Kurbel stillgehalten und losgelassen werden.

Das Gangſpill. Wenn die Hubhöhe für eine Laſt ſo groß iſt, daß eine Trommel von gewöhnlicher Länge zum Aufwickeln des Seiles nicht ausreicht, ſo benutzt man eine Winde mit ſenkrecht angeordneter Trommel, die als Gangſpill bezeichnet wird. Das Zugorgan wird um die Trommel des Gangſpills nur einige Male herumgeſchlungen und das freie Ende des Seiles oder der Kette wickelt ſich dann um ebenſoviel von der Trommel ab, als das Ende mit der Laſt ſich aufwickelt, ſodaß die Anzahl der Windungen auf der Trommel ſtets dieſelbe bleibt. Wie oft das Zugorgan um die Trommel herumgewickelt werden muß, hängt von der Größe der zu fördernden Laſt ab. Die Reibung des Seiles oder der Kette am Umfange der Trommel muß ſo groß ſein, daß ſie die Laſt anzuheben im Stande iſt, ohne auf der Trommel zu rutſchen.

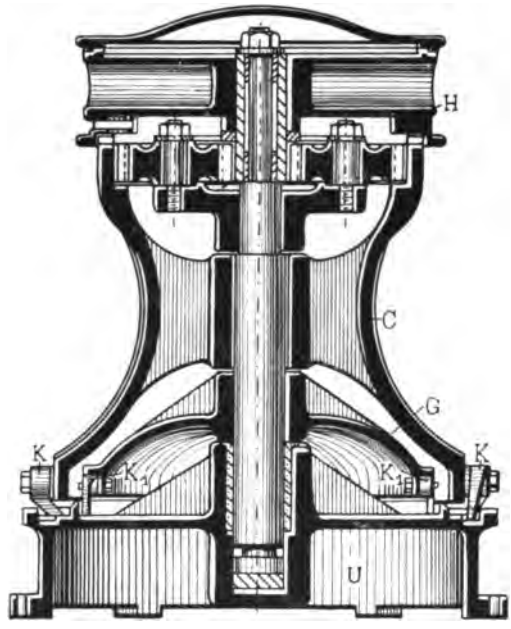


Fig. 852.

Fig. 852 und 853 zeigen ein Gangſpill. Die Trommel C des Gangſpills wird ſo abgedreht, daß ſie nach der Mitte hin allmählich enger wird. Auf dieſe Weiſe wird das Seil gezwungen, ſich möglichſt in der Mitte der Trommel aufzuwickeln. Sie iſt auf einer ſenkrechten Welle auf dem runden Untergeſtell u drehbar gelagert. Auf dem oberen

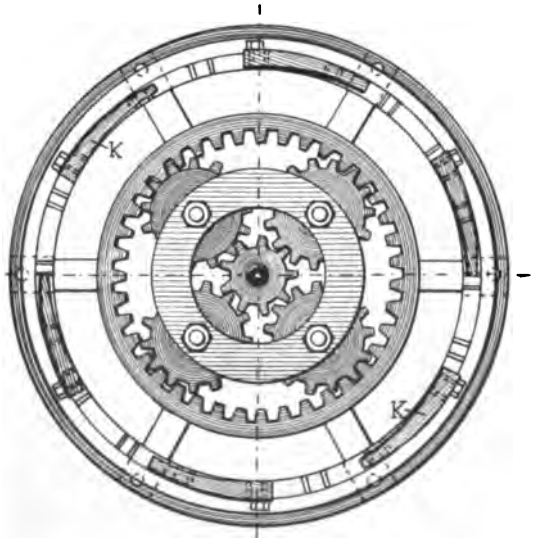


Fig. 853.

Ende dieser Welle ist die glockenförmige Haube H aufgesetzt, die an ihrem Umfange mit einer Anzahl von Löchern versehen ist zur Aufnahme der Druckbäume oder Spaken, das sind hölzerne Stiele, die in die Haube eingesteckt werden. Die Arbeiter drücken diese Spaken vor sich her, indem sie im Kreise um das Gangspill herumgehen und setzen dadurch die Trommel in Umdrehung. Damit größere Lasten bewältigt werden können, ist die Haube H nicht unmittelbar auf der Trommelachse befestigt, es wird vielmehr ihre Drehbewegung durch Uebersetzungsräder übertragen. Mit der Haube H dreht sich nämlich ein Trieb lose auf der Trommelwelle und es wird seine Drehbewegung von vier Planetenräder auf die inneren Verzahnungen am oberen Ende der Trommel übermittelt. Diese Planetenräder sind auf einer Scheibe drehbar befestigt und dienen nur als Zwischenräder. Durch die Anordnung von vier Planetenräder wird auch der Zahndruck nach allen vier Seiten hin ein gleichmäßiger sein müssen. Die Scheibe wird an der Drehung durch ein paar Knaggen K_1 verhindert, welche am Umfang der Glocke G sitzen, die am unteren Ende mit der Trommelachse fest verbunden ist. Die Sperrklinken K_1 greifen in eine Sperrkranzverzahnung des Untergestelles U ein. Während des Antriebes der Spillhaube H dreht sich die Trommel C entgegengesetzt wie diese und zwar lose auf ihrer Welle. Gegen Rückdrehung wird sie durch die Sperrklinken K gesichert, welche an ihrem unteren Umfange angebracht sind und in die Sperrverzahnung am Untergestell eingreifen. Diese Sperrvorrichtung wirkt sonach umgekehrt, wie die der Glocke G.

Winden mit Transmissions- oder Motorbetrieb. Die Größe der Last, welche mittelst Handwinden angehoben werden kann, ist unbegrenzt. Man kann ihre Leistungsfähigkeit, wie wir wissen, durch Vermehrung der Uebersetzungsräder steigern. Zugleich aber wird auch die Geschwindigkeit, mit welcher die Last angehoben wird, eine geringere werden müssen.*) Das einzige Mittel, größere Lasten schnell anzuheben, kann sonach nur darin bestehen, anstatt der Menschenkraft eine andere Kraft auf die Winde einwirken zu lassen. Eine solche Betriebskraft

---

*) Prof. Ad. Ernst, „Die Hebezeuge". „Bezeichnet

Q = Nutzlast,

η = Wirkungsgrad der Winde, abgesehen von den eigenen Wirkungsverlusten des Motors,

v = Fördergeschwindigkeit in der Sekunde in Metern,

N = Anzahl der vom Motor an die Winde abgegebenen Nutzpferdestärken,

so besteht die Arbeitsgleichung:

$$\frac{Q \cdot v}{\eta} = 75\ N,$$

d. h.

$$N = \frac{Q \cdot v}{75\ \eta}.$$

die Anzahl der Pferdestärken, welche die Winde verbraucht."

„Bei kleinen und mittleren Hubhöhen begnügt man sich meist mit ziemlich niedrigen Werthen für die Hubgeschwindigkeit und wählt für Lasten

bis 500 kg . . . . v > 0,25 m,
500 „ 1000 „ . . . . v > 0,15 „ ,
1000 „ 1500 „ . . . . v > 0,10 „ ,
1500 „ 2000 „ . . . . v > 0,05 " ."

kann nun entweder von einer Transmissionswelle auf die Winde einwirken oder unmittelbar von einem Motor.

Eine Bockwinde mit Transmissionsbetrieb ist nach Ausführung der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. vorm. J. Losenhausen in Düsseldorf-Grafenberg in Fig. 854 dargestellt. Die Windentrommel wird durch eine Vorgelegewelle mit einer festen und einer losen Riemenscheibe angetrieben. Je nachdem

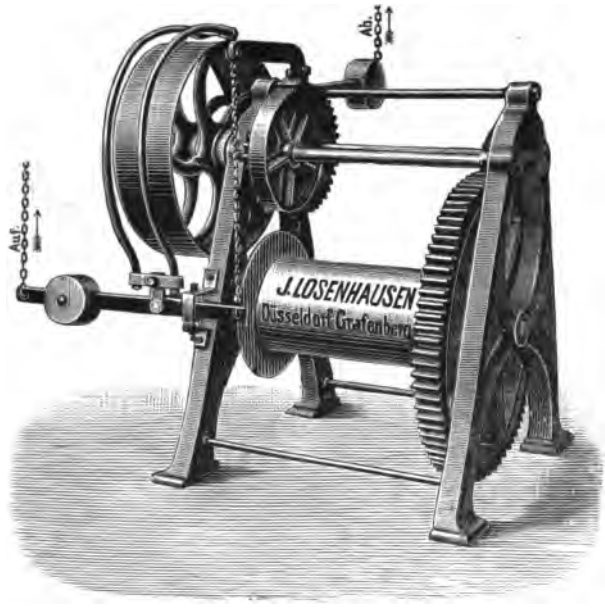


Fig. 854.

der Riemen auf der festen oder losen Scheibe läuft, wird die Last gehoben oder gesenkt. Wird nämlich der Riemen auf die lose Scheibe gebracht, so tritt eine Bremse in Thätigkeit, die die Last nach Belieben langsamer oder schneller sinken läßt. Solche Winden werden von der Fabrik in Größen entsprechend nachstehender Tabelle ausgeführt:

Hebekraft in kg	300	500	750	1000	1250	1500
Die Trommel nimmt Kette oder Drahtseil auf in m	15	18	20	22	23	23
Stärke der Kette in mm	$6\frac{1}{2}$	8	10	13	14	16
Stärke des Drahtseiles in mm	10	13	14	16	17,5	20
Durchmesser und Breite der Riemenscheiben in mm	400	500	500	550	600	700
	65	80	70	100	110	100
Umdrehungen der Riemenscheiben in der Minute	125	130	180	180	180	180
Damit erzielte Hubhöhe bei Kettentrommel in m	11,2	9,0	8,6	9,9	9,3	7,7
Damit erzielte Hubhöhe bei Drahtseiltrommel in m	17,5	11,7	12.6	14,7	14,4	11,3
Erforderliche Kraft zum Betriebe wenigstens Pferdestärken	1,5	2,75	2,45	3,8	4,6	4,4

Eine Winde mit Riemenbetrieb nach Ausführungen von Briegleb, Hanſen & Co. in Gotha iſt durch Fig. 855 wiedergegeben. Die Winde iſt auf einem gußeiſernen Bock montirt und zum Heben der Laſt mit einer Kette verſehen.

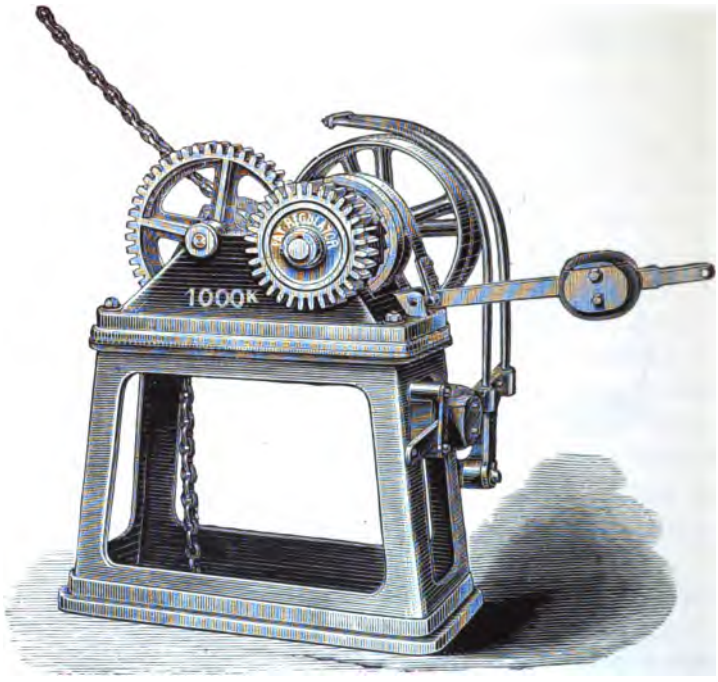


Fig. 855.

Ihre Sperr- und Bremsvorrichtung wird von der Fabrik als Klinkenbremſe bezeichnet. Feſt auf der Antriebswelle und feſt verbunden mit dem Zahngetriebe iſt der Sperrklinkenhalter. Die Sperrklinke greift in die Zähne einer innen verzahnten und loſe auf derſelben Welle ſitzenden Sperrtrommel ein, deren äußerer cylindriſcher Umfang durch ein Bremsband umſpannt wird. Das eine Ende des letzteren iſt am Windenbock befeſtigt und das andere wird mittelſt Hebelbelaſtung geſpannt.

Die in dieſer Weiſe feſtgehaltene Sperrtrommel geſtattet der Riemenſcheibenwelle ſich in dem Sinne zu drehen, wie dies zum Heben der Laſt nöthig iſt, nicht aber eine rückläufige Bewegung zu machen. Sobald der Riemen auf die Leerſcheibe geleitet wird oder abfällt, fällt die Sperrklinke ein und hält die Sperrtrommel auf.

Will man zum Niederlaſſen der Laſt eine rückläufige Bewegung erzielen, ſo hat man nur das Bremsband mittelſt des Bremshebels zu lüften und alsbald drehen ſich unter dem Einfluſſe der Laſt die Riemenſcheibenwelle ſammt Getriebe, die Sperrklinke und Sperrtrommel rückwärts, während der Riemen auf der Leerſcheibe läuft.

Die Niedergangs-Geschwindigkeit wird durch einen Regulator, den Stauffer'schen Regulator, begrenzt, der auf der Antriebswelle sitzt. Er besteht aus einer am Windbock festsitzenden Trommel, gegen deren innere Fläche bei Ueberschreitung einer gewissen Umdrehungszahl ein mit Leder bezogenes Stahlband durch die Centrifugalkraft loser Eisenklötze gepreßt wird.

Der Riemenausrücker hält den Riemen nur solange auf der festen Scheibe, als der Ausrücker von der Hand in der entsprechenden Lage gehalten wird. Sofort nach Loslassen des Ausrückers wird der Riemen selbstthätig durch ein Gegengewicht vom Ausrücker auf die Leerscheibe geleitet. Diese Winden werden von der Fabrik in Größen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Tragkraft in kg	300	600	1000	1500	2000	3000
Hubhöhe pro Umdrehung der Riemenscheibe rund in mm	230	120	100	100	100	77
Durchmesser und Breite der Riemenscheiben in mm	500	400	550	700	800	900
	90	90	100	115	130	140
Umdrehungszahl in der Minute	75	125	120	100	90	80
Damit erzielte Hubhöhe in m	17,1	14,7	11,9	10,7	8,9	6,2
Erforderliche Kraft zum Betrieb wenigstens Pferdestärken	1,5	2,7	3,6	4,7	5,4	5,4

Winden mit Motorbetrieb haben wir schon, ihrer Anordnung nach, Band II, Seite 566 kennen gelernt. Es handelte sich dort um eine Dampfwinde, bei welcher die Winde die gewöhnliche Form der Bockwinde hat. Zwei schräg liegende Dampfmaschinen greifen direkt an der Kurbelwelle an. Die Dampfmaschinen, welche etwa eine Leistung von 3—4 Pferdestärken haben, müssen mit einer Umsteuerung versehen sein, damit die Winden ebensogut zum Heben als zum Senken der Last benutzt werden können. Die Anordnung der Dampfmotoren an dem Dampfhaspel, wie man eine derartige Winde auch nennt, kann auch eine beliebige andere sein und es kann beispielsweise je ein Motor auf jeder Seite aufgestellt werden.

Neuerdings werden zum Betrieb von Winden, Krahne und Aufzügen die Electromotoren benutzt. Meist wird der Electromotor mit der Winde direkt gekuppelt. Er setzt eine Schneckenwelle in Umdrehung, die mit einem Schneckenrad der Trommelwelle in Eingriff steht. Auch Zahnradantrieb ist dabei in Gebrauch.

Die Krahne.

Die Hebezeuge, welche wir bisher besprochen haben, gestatten entweder nur das Anheben und Herablassen oder nur das Fortbewegen einer Last. Will man beide Arbeiten mit ein und demselben Hebezeug verrichten, so verwendet man dazu Krahne. Um die Last anzuheben, muß der Krahn stets mit einer Winde versehen sein. Nach der Art, wie die angehobene Last forttransportirt wird, kann man unterscheiden:

die Drehkrahne und
die Laufkrahne.

Die Drehkrahne

sind Hebezeuge, welche die angehobene Last am Umfange eines Kreises oder innerhalb desselben, an beliebiger Stelle absetzen. Der ganze Krahn dreht sich um eine senkrechte Achse und er ist mit einem Auslegerarm versehen, der als Träger für die Windevorrichtung dient. Am vorderen Ende dieses Auslegerarmes ist eine Leitrolle gelagert, über welche das Seil oder die Kette läuft, die auf der Winde des Krahnes sich aufwickelt. Die Ausleger werden sowohl aus Holz wie aus Eisen gemacht.

Man giebt den Drehkrahnen für besondere Zwecke, hauptsächlich in Gießereien, als Gießereikrahne, eine solche Ausführung, daß die Last an jedem beliebigem Punkt innerhalb des Kreises abgesetzt werden kann. Der obere Theil des Auslegerarmes wird alsdann wagerecht angelegt und mit Schienen für einen kleinen Wagen, der sogenannten Laufkatze, versehen. An letzterer wird die Last angehängt, sodaß sie in der Richtung des Auslegerarmes fortbewegt werden kann. Oft wird die Winde auf der Laufkatze zugleich untergebracht.

Soll die Last nicht nur innerhalb eines Kreises abgesetzt werden können, sondern auch weiter transportirt werden, so können dazu die sogenannten Rollkrahne benutzt werden. Man versteht darunter Drehkrahne, welche auf einem Wagen aufgebaut sind, der auf Schienen läuft. Derartige Krahne findet man hauptsächlich auf Bahnhöfen und in Häfen.

Für sehr große Lasten verwendet man die sogenannten Scheerenkrahne. Die Last wird dabei durch Veränderung der Neigung des Auslegerarmes versetzt. Ebenso wie bei dem Drehkrahn ist an dem Ende des Auslegers eine Leitrolle für die Kette oder das Seil angebracht. Es sind aber hierbei 2 Windevorrichtungen erforderlich und zwar, eine zum Heben der Last, die andere zur Veränderung der Neigung des Auslegers. Diese Art von Krahne wird hauptsächlich für Schiffszwecke verwendet.

Einen Drehkrahn mit feststehender Säule zeigt nach Ausführung von Mohr & Federhaff in Mannheim Fig. 856. Als Fundamentplatte für die Krahnsäule dient ein großer Stern von Profileisen. In der Mitte desselben ist die massive schmiedeeiserne Krahnsäule befestigt. Der Ausleger besteht aus 2 [Eisen, welche durch Zugstangen mit der Säule verbunden sind. Die Auslegereisen greifen an einem Halslager an, welches die Säule umfaßt und sich um sie drehen läßt, während die Zugstangen an dem Spurlager an dem oberen Ende der Säule befestigt sind. Das Halslager wird jetzt fast ausschließlich als Rollenlager gebaut. Die Winde zum Anheben der Last ist an dem Ausleger befestigt. Von ihrer Trommel aus führt die Kette über eine Leitrolle am obersten Ende des Auslegers. Das Ende der Kette ist so befestigt, daß die Kette in einer Schlinge herunterhängt, in welche man eine lose Rolle mit dem Haken für die Last einhängt. Sollen derartige Drehkrahne bequem gedreht werden können, so muß eine besondere Einrichtung für diese Zwecke geschaffen werden. Ein solcher Drehkrahn mit Handbetrieb ist nach Ausführungen des Grusonwerkes in Magdeburg-Buckau durch Fig. 857 dargestellt. Die kurze Krahnsäule baut sich auf einem Fundamentring auf, der an seinem äußeren Umfang verzahnt ist.

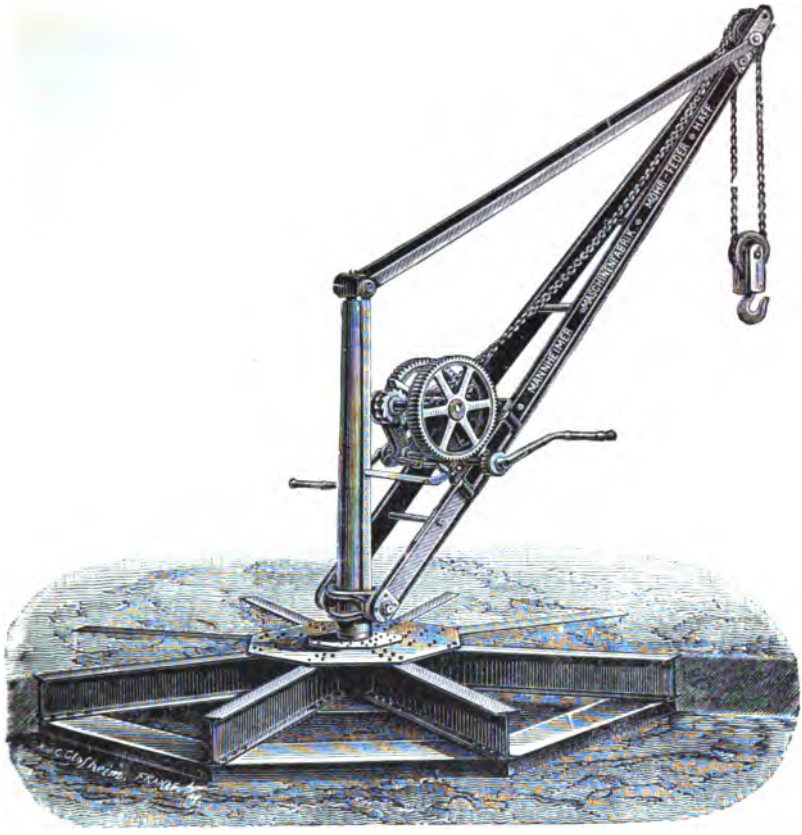


Fig. 856.

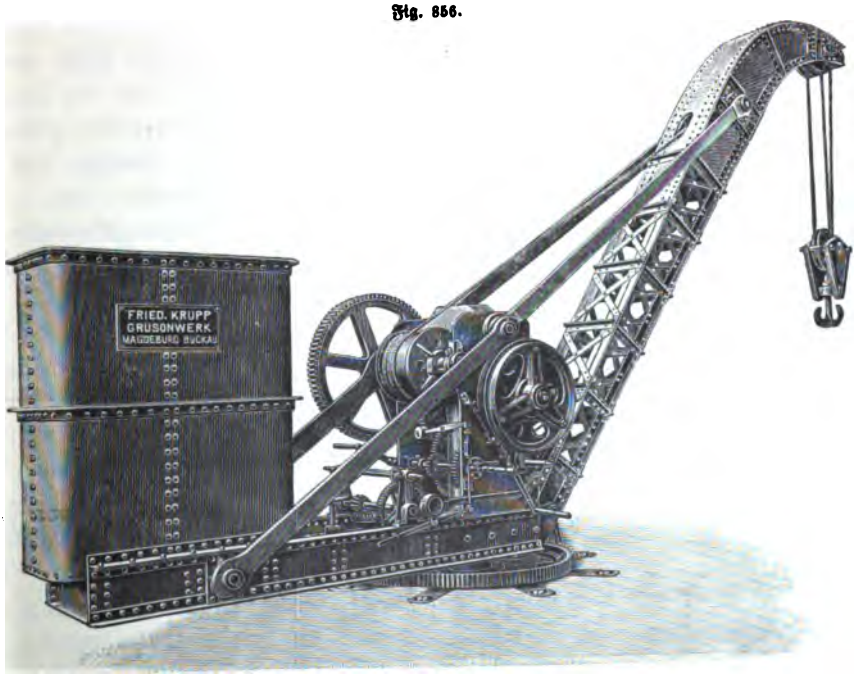


Fig. 857.

Auf ihm ist drehbar ein Blechträger angeordnet, der einerseits den Ausleger trägt, anderseits einen Blechbehälter, welcher als Gegengewicht dient. Der Ausleger ist als Fachwerksträger ausgebildet. Durch zwei Zugbänder ist er mit dem Spurlager der Krahnsäule und dem freien Ende des Blechträgers verbunden. Auf diese Weise kann das Gewicht des Auslegers durch das Gegengewicht vollständig ausgeglichen und die Drehung des Krahnes um seine Säule erleichtert werden. Entsprechend der Belastung des Krahnes ist man in der Lage, das Gegengewicht durch Wasserfüllung zu vergrößern. Unmittelbar an der Krahnsäule baut sich auf den Blechträgern die Winde auf. Sie hat ein doppeltes Rädervorgelege, eine Sicherheitsbremse und ist für zweierlei Hubgeschwindigkeiten eingerichtet. Um dem Krahne eine Drehung zu ertheilen, ist zwischen den Blechträgern ein Triebrad gelagert, welches mit dem Zahnkranz des Fundamentringes in Eingriff steht. Das Senken der Last, welche hier an einem Drahtseil aufgehängt ist, kann nur erfolgen, nachdem die Handkurbeln und das vor der Trommel liegende Räderwerk ausgeschaltet worden ist. Diese Krahne werden bis zu einer Belastung von 25000 kg gebaut.

Fahrbarer Handdrehkrahn. Fig. 858 zeigt einen derartigen Krahn, wie ihn das Grusonwerk in Magdeburg-Buckau baut. Die Krahnsäule mit Winde, Lager und Gegengewicht ist auf dem eisernen Wagengestell eines Gleiswagens aufgebaut. Der Wagen ist mit Stützen und Schienenzangen versehen, welche ein Kippen des Krahnes auf alle Fälle verhindern und ein Feststellen desselben gestatten. Der Ausleger setzt sich ebenfalls aus zwei [-Eisen zusammen und ist durch Zugstangen gegen die Säule verankert. Zu beiden Seiten der Säule erheben sich die Schilder für die Winde. Sie ist von einer Plattform umgeben, auf welcher die Arbeitenden Stellung nehmen können. Das Gegengewicht läuft mit vier Rädern auf zwei [-Eisen, welche eine schwach ansteigende Bahn bilden. Es ist mit dem Lastseil durch eine Kette derartig verbunden, daß es sich je nach Größe der Last auf der schiefen Ebene selbstthätig

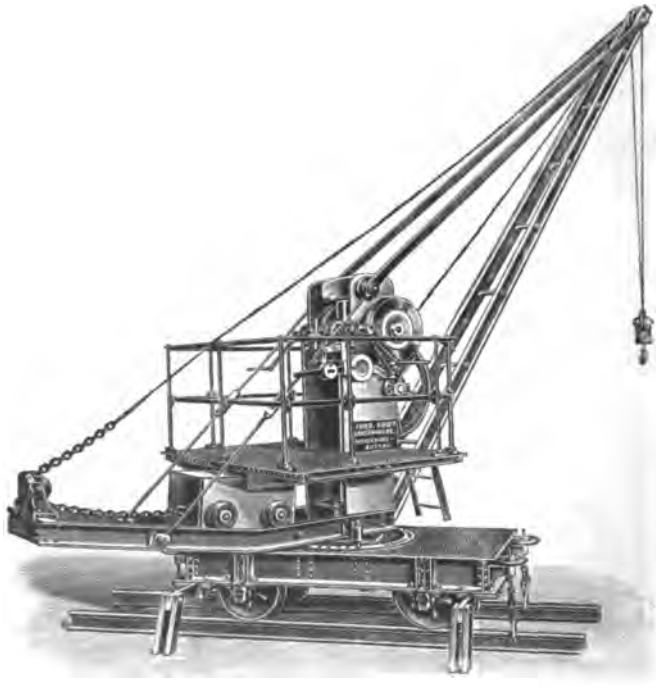


Fig. 858.

verſchiebt. Auch bei dieſem Krahn hat die Winde ein doppeltes Vorgelege, Sicherheitsbremſe und iſt für zweierlei Geſchwindigkeiten eingerichtet. Beim Niederlaſſen der Laſt dreht ſich die Kurbel nicht mit. Der Krahn wird für Laſten bis 1500 kg gebaut.

Drehkrahne mit drehbarer Säule. Die bisher beſprochenen Krahne hatten eine feſtſtehende Säule. Fig. 859 zeigt die Anordnung eines Drehkrahnes,

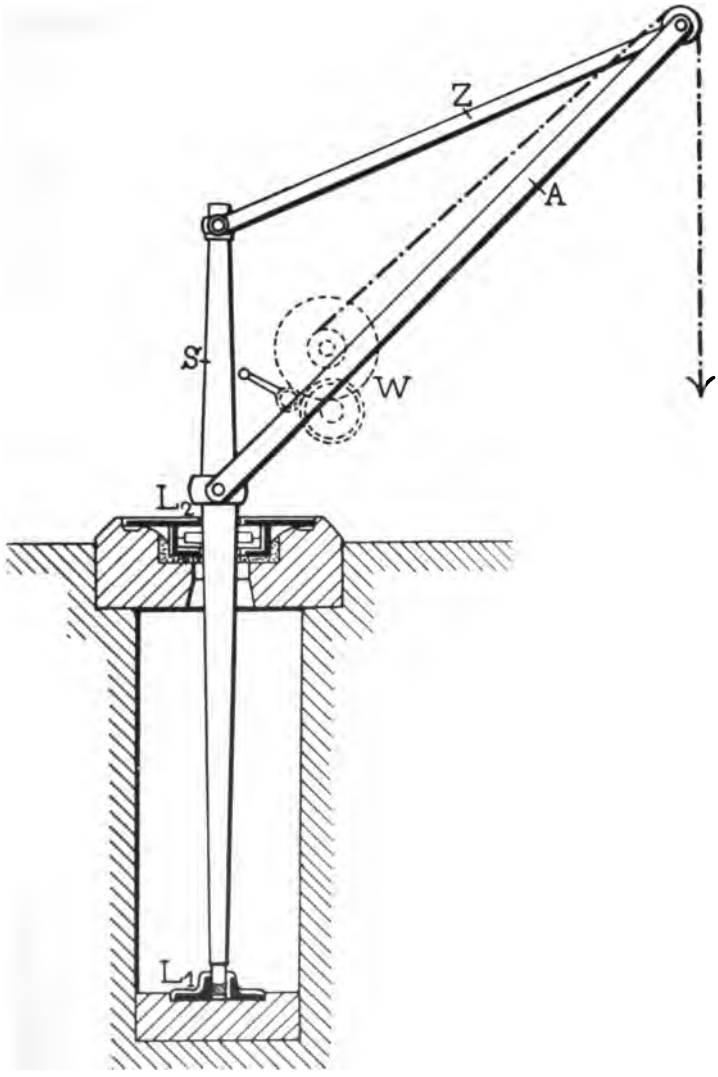


Fig. 859.

deſſen Säule die Drehung mit dem Krahn mitmacht. Er wird als Schachtkrahn bezeichnet, weil ein großer Theil der Krahnſäule in einem beſonderen Schacht

eingebaut werden muß. Dadurch werden diese Krahn-Anlagen theuer. Sie haben aber den Vortheil, daß die Krahnsäule S in zwei, fest mit dem Mauerwerk verbundenen Lagern L_1 und L_2 geführt ist. Das untere Lager L_1 ist ein Spurzapfenlager, das obere L_2 ein Halslager. Die Träger A, aus denen der Ausleger sich zusammensetzt und die Zugstangen Z werden an dem oberen Theil der Säule an Zapfen befestigt. Die Winde W ist auf den Trägern A des Auslegers untergebracht.

Der Fairbairn-Krahn (sprich Ferbern), wie er durch Fig. 860 und 861 wiedergegeben ist, ist eine besondere Art von Drehkrahnen mit drehbarer Säule.

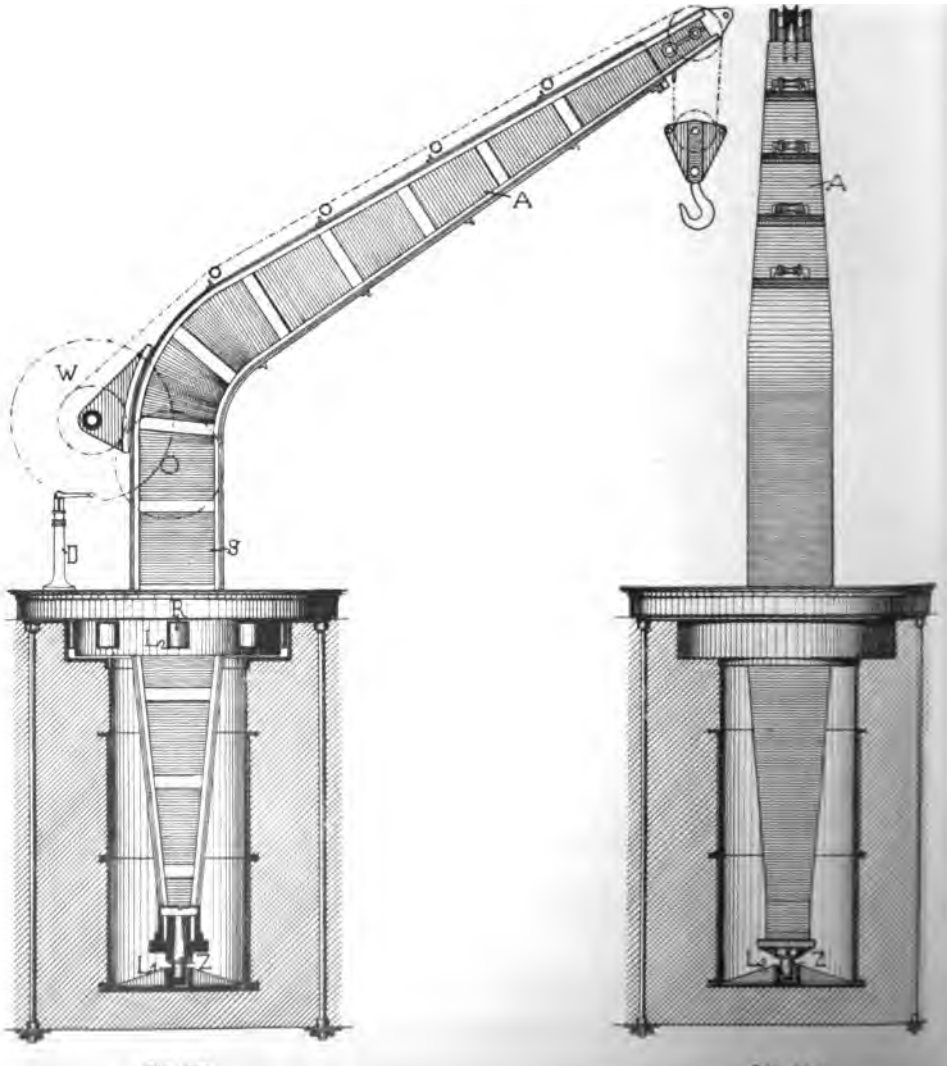


Fig. 860. Fig. 861.

Seine Bezeichnung ist nach dem Namen seines ersten Erbauers gewählt. Man bezeichnet ihn auch als Quai-Krahn, weil er meistens bei Hafenanlagen zur Aufstellung kommt. Krahnsäule und Ausleger bilden bei diesem Krahn nur einen einzigen Körper, indem der obere Theil der Krahnsäule S abgebogen und direkt in den Auslegerkörper A übergeführt wird. Der Körper sowohl der Säule, wie des Auslegers ist als Hohlkörper von viereckigem Querschnitt ausgeführt. Der kastenförmige Körper besteht entweder aus Blechen, die mittelst Winkeleisen zusammengenietet oder aus gitterförmigen Trägern, die durch Gitterstreben mit einander verbunden sind. Am Fußende der Säule ist der Spurzapfen Z eingesetzt, der in dem

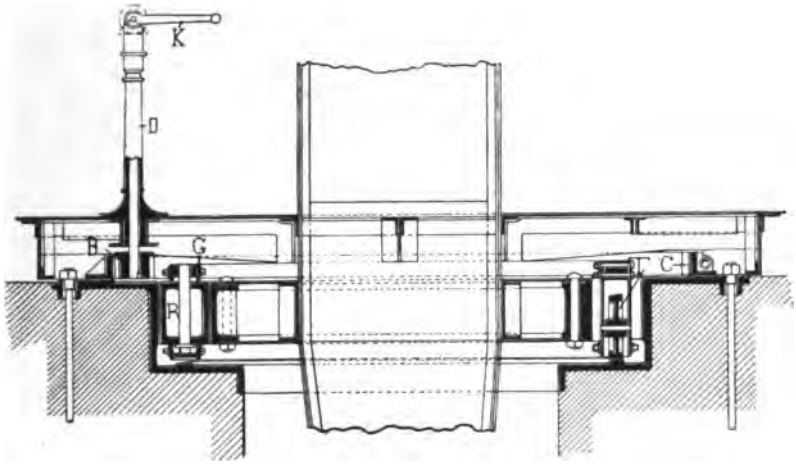


Fig. 862.

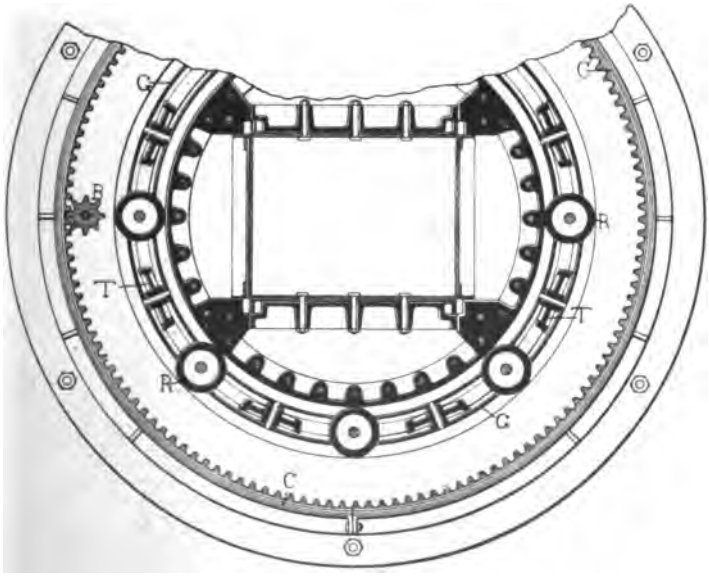


Fig. 863.

Spurlager L_1 auf dem Boden des Schachtes sich dreht. Das Halslager L_2 bildet ein großes Rollenlager mit 8 Rollen R. Das ringförmige Gehäuse G, welches diese Rollen trägt, läuft, wie Fig. 862 im Schnitt und Fig. 863 im Grundriß zeigt, auf 8 Rädern T, sodaß es der Fortbewegung der Wälzungsrollen nur einen geringen Widerstand entgegensetzt. Das ganze Rollenlager wird von einer kreisförmigen Plattform überdeckt, auf der die Arbeiter stehen, die den Krahn zu bedienen haben. Die Lastwinde W ist an dem Säulenschacht so hoch angebracht, daß die Arbeiter die Kurbel bequem erreichen können. Ueber den Rücken des Auslegers läuft das Zugorgan hinweg, das auf dem ganzen Weg bis zur Krahnspitze von Leitrollen unterstützt wird. Zur Drehung der Krahnsäule ist auf der Plattform ein senkrechter Ständer D aufgebaut, durch welchen die Welle für das Antriebsrad B hindurchreicht. Dies steht mit dem Zahnkranz C in Eingriff, der das ganze Rollenlager umgiebt und direkt auf dem Fundament aufgeschraubt ist. Durch Drehung der Kurbel K wird der Trieb B in Umdrehung versetzt und indem er sich an dem Zahnkranz C abrollt, ertheilt er dem Krahn die gewünschte Drehbewegung.

Wand-Drehkrahne. Die Säulen dieser Krahne bedürfen keiner besonderen Schachtanlage, sie liegen vielmehr vollständig oberhalb des Erdbodens. Der untere Spurzapfen der Säule ruht in einem Spurlager, während das obere Zapfenlager an einer Wand oder an einem Balken befestigt ist. Einen Wandkrahn für Handbetrieb nach Ausführungen des Grusonwerkes in Magdeburg-Buckau stellt Fig. 864 dar. Das ganze Krahngerüst setzt sich aus Trägern von [-Eisen zusammen. Es läßt sich um Spurzapfen drehen, deren einer in dem auf dem Fundamentsockel ruhenden

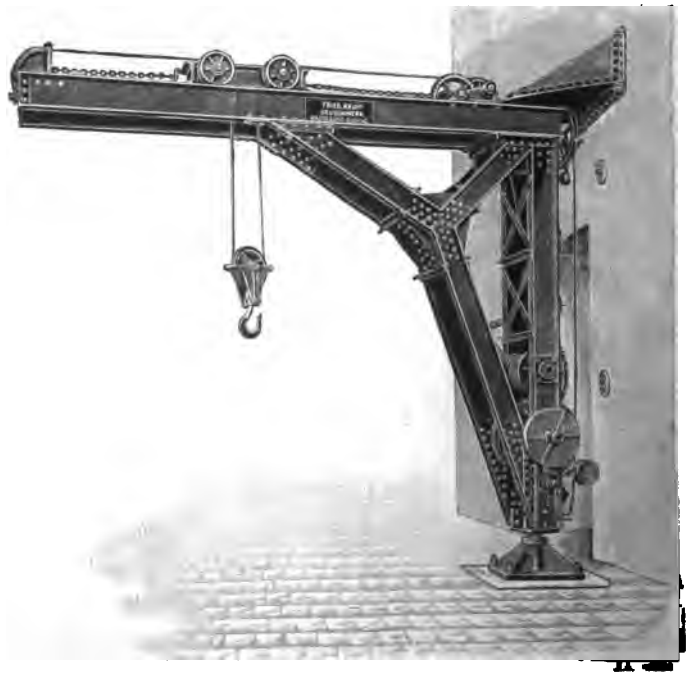


Fig. 864.

Spurlager läuft, der andere in dem Halslager des oberen Wandkonsols. Der wagerechte Ausleger ist zur Aufnahme einer Laufkatze eingerichtet, welche durch Ketten und Kettenrad auf der Laufbahn des Auslegers verschoben werden kann. Die Winde zum Anheben der Last ist an der senkrechten Krahnsäule angebracht. Die Last wird von der Winde mittelst Drahtseil angehoben. Sie hat doppeltes Rädervorgelege, Sicherheitsbremse und ist für zweierlei Hubgeschwindigkeiten eingerichtet.

Eine andere Ausführungsform eines derartigen Drehkrahnes, wie er von Schmidt, Kranz & Co. in Nordhausen für Gießereien ausgeführt wird, zeigt Fig. 865. Auch dieser Krahn besteht aus [=Eisen, und es ist der wagerechte Aus-

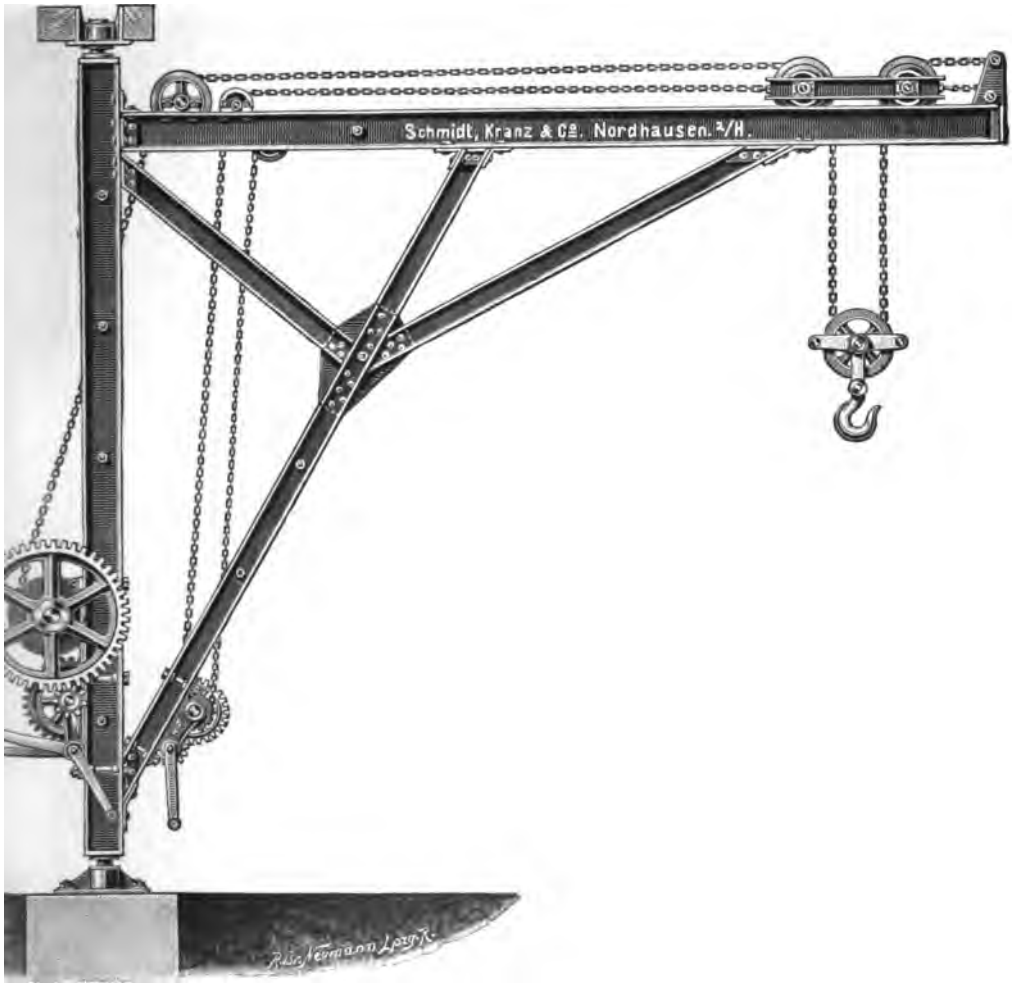


Fig. 865.

leger gegen die Krahnsäule hin in ähnlicher Weise abgestützt wie bei dem vorgenannten Krahn. Das obere Lager des Krahnes ist zwischen zwei Balken befestigt.

Die Laufkatze, welche auf dem Ausleger verschiebbar angeordnet ist, besteht aus einem vierräderigen Wagen, der als Träger für die Kettenrollen dient. Die Kette läuft von der Winde, die an der Krahnsäule angebracht ist, über eine Leitrolle an dem hinteren Ende des Auslegers, alsdann über die erste Kettenrolle der Laufkatze nach unten, und nachdem sie die lose Rolle mit dem Haken für die Last aufgenommen hat, über die zweite Rolle der Laufkatze und ist schließlich am vorderen Ende des Auslegers befestigt. Zur Fortbewegung der Laufkatze hat der dargestellte Krahn eine besondere Winde, die jedoch anstatt der Trommel nur ein Kettenrad enthält. Die Kette läuft über dieses Kettenrad und über eine Leitrolle am hinteren Ende des Auslegers zur Laufkatze, an welcher sie befestigt ist. Das zweite Ende der Kette läuft über eine zweite Leitrolle, welche zwischen den Trägern des Auslegers lagert, unter der Laufkatze hinweg über eine Leitrolle am vorderen Ende des Auslegers und ist an der vorderen Seite der Laufkatze befestigt. Durch Drehen der kleinen Winde wird sonach die Laufkatze auf dem Krahn verschoben und die Last wagerecht versetzt.

Die Scheerenkrahne, welche auch als Wippkrahne oder Mastenkrahne bezeichnet werden, finden namentlich für größere Lasten Verwendung. Sie werden zum Einbringen von Maschinentheilen und Kesseln in die Schiffe, zum Aufstellen

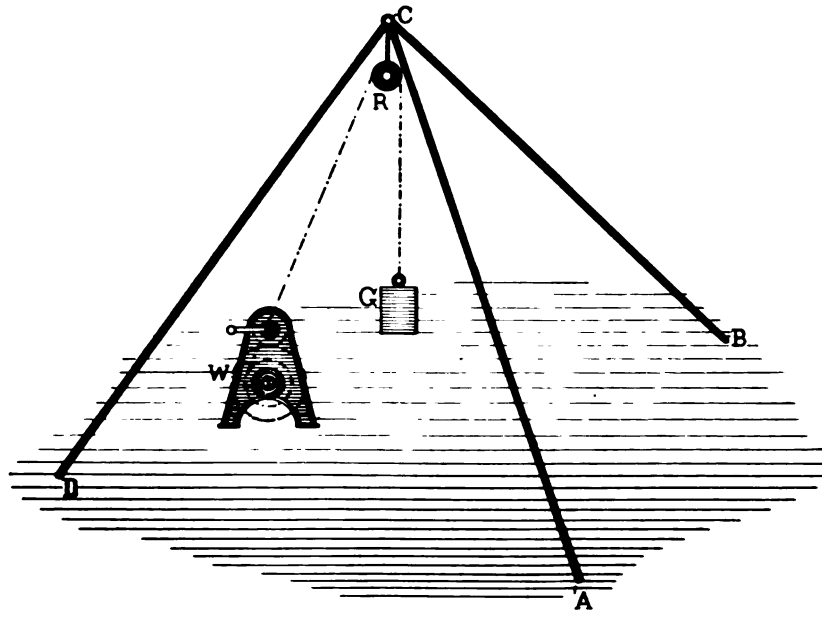


Fig. 866.

von Masten u. dergl. mehr benutzt. Der einfachste Scheerenkrahn setzt sich entsprechend Fig. 866 aus drei Masten AC, BC, DC zusammen, welche bei C mit

einander verbunden sind. An der Verbindungsstelle wird die Rolle R oder die Flaschen aufgehängt, über welche von der Winde W aus das Zugorgan geführt ist, an dem die Last hängt. Ein derartiger Mastenkrahn kann dazu benutzt werden, eine Last senkrecht anzuheben. Für uns kommen namentlich die beiden nachfolgenden Arten des Scheerenkrahnes in Betracht, welche auch eine wagerechte Fortbewegung der Last gestatten.

Die Masten AC und BC wirken bei dem Krahn Fig. 867 als Ausleger, der dritte Mast DC kann verkürzt oder verlängert werden und ist in Folge dessen auch durch ein Zugorgan zu ersetzen. Nachdem die Last G unter Benutzung

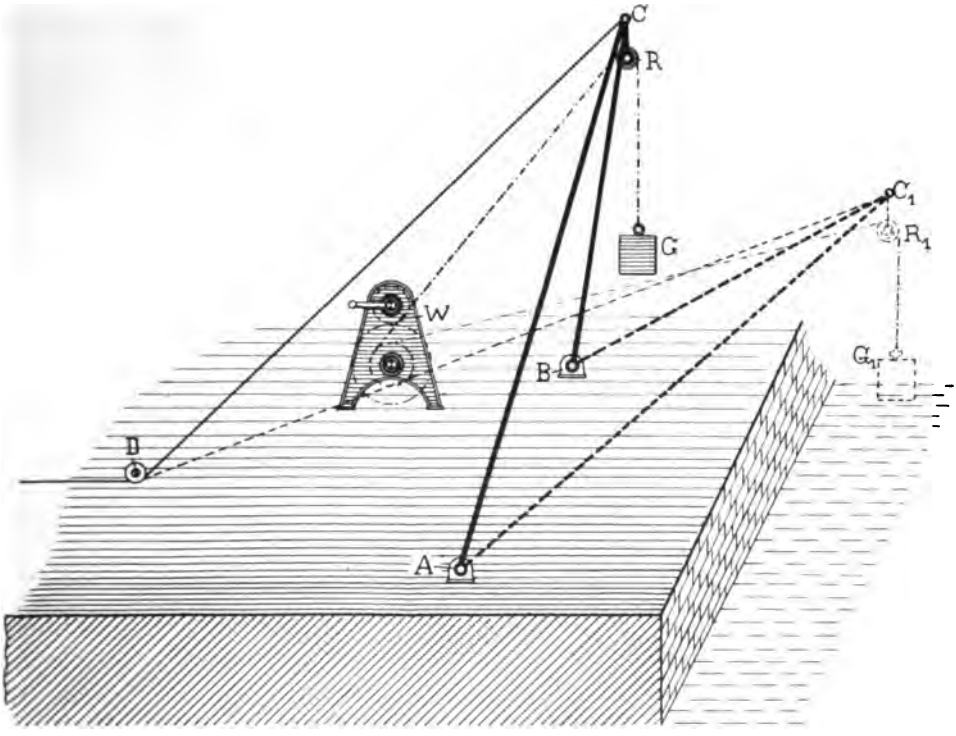


Fig. 867.

der Winde W angehoben worden ist, wird der dritte Mast DC verlängert, während der Krahn allmählich in die punktirte Stellung und der Verbindungspunkt C der drei Masten nach C_1 gelangt ist. Die Last G wird dabei nach G_1 vorwärts bewegt. Diese Krahne sind als Wipp- oder Derrick-Krahne bekannt.

Endlich kann der Scheerenkrahn die in Fig. 868 dargestellte Ausführungsform erhalten, bei welcher die Masten AC und BC mit einem dritten Mast DC

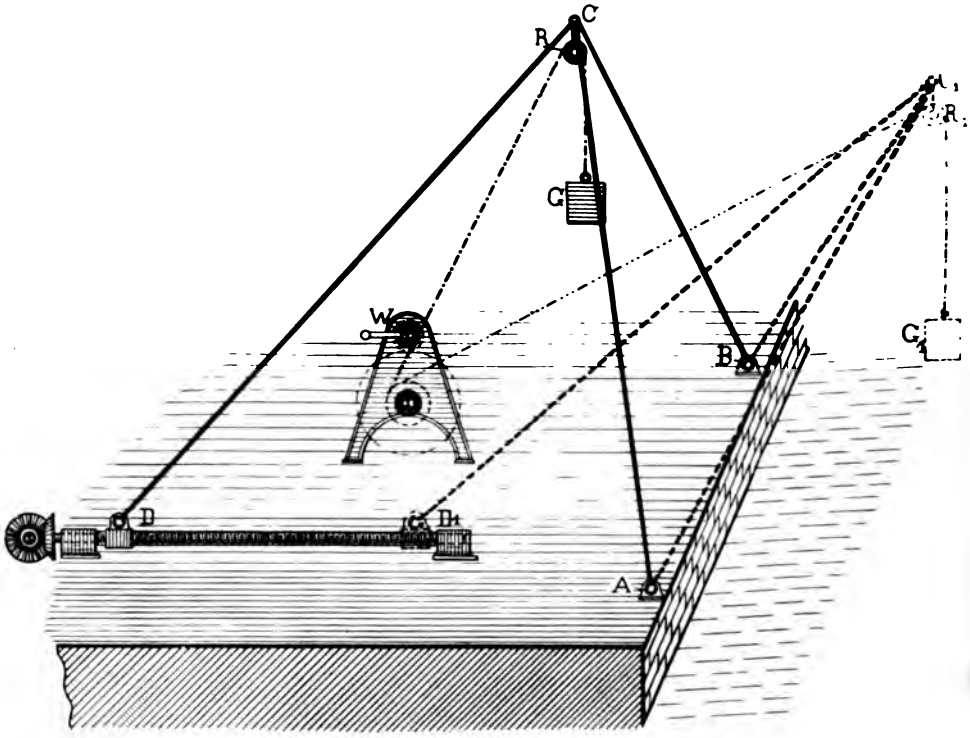


Fig. 868.

verbunden sind, dessen Stützpunkt D verschiebbar so angeordnet ist, daß er von D nach D_1 vorgerückt werden kann. Geschieht dies, so nehmen die Masten die punktirte Stellung ein, ihr Verbindungspunkt C rückt nach C_1 und die Last G, die mittelst der Winde W angehoben wurde, wird dabei nach G_1 vorwärts bewegt.

Ein Derrick-Krahn nach Ausführungen von Menk & Hambrock in Hamburg-Altona ist in Fig. 869 dargestellt. Das Gerüst des Krahnes bildet ein Dreibein. Zwischen den beiden vorderen Beinen ist eins senkrecht angeordnet, das als Krahnsäule dient. An diesem Bein ist auch die Winde zum Heben der Last und zur Veränderung der Neigung des Auslegers angebracht. Der Ausleger setzt sich mit seinem unteren Ende gelenkartig an die Krahnsäule an und trägt an seinem oberen Ende die Leitrolle für die Lastkette, die über eine zweite Leitrolle am oberen Ende des Dreibeines nach der Winde läuft. Eine besondere Kette

dient dazu, den Ausleger nach hinten zu halten. Sie ist an ein paar Zugstangen befestigt, die nach dem oberen Ende des Auslegers verlaufen. Ist die Last beispielsweise so weit vom Krahnständer entfernt, daß sie durch Senken des Aus-

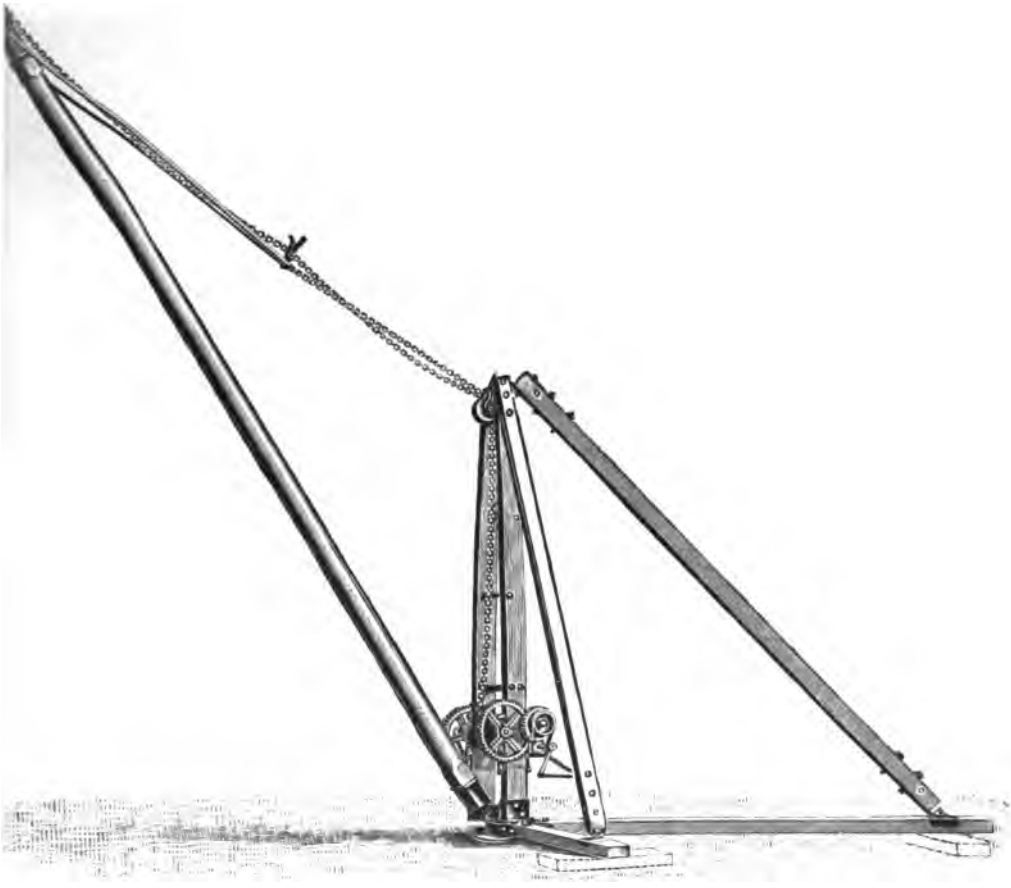


Fig. 869.

legers erfaßt werden kann, so schwenkt man den Ausleger herunter, indem man die Kette, an welcher er gehalten wird, nachläßt. Ist die Last erfaßt, so kann sie durch Aufwinden der Lastkette angehoben werden. Soll die angehobene Last nach hinten geholt werden, so wird der Ausleger dementsprechend angehoben. Auch um seinen Stützpunkt herum läßt sich der Ausleger in einem Kreis schwingend gebrauchen.

Die Derrickkrahne werden meistens aus Holz gefertigt und für Hand-, Dampf- und elektrischen Betrieb gebaut. Meist werden sie als feststehende Krahne ausgeführt, mitunter aber auch als fahrbare. Die Fabrik baut die Krahne für Lasten von 1500 bis 18000 kg bei einer Länge der Ausleger bis 12 m.

Die zweite vorgenannte Art der Scheerenkrahne mit verſtellbaren Hinterbeinen geben Fig. 870 und 871 wieder. Der Maſt DC, der mit den beiden vorderen Maſten AC und BC bei C gelenkartig verbunden iſt, wird an ſeinem unteren Ende mit einer

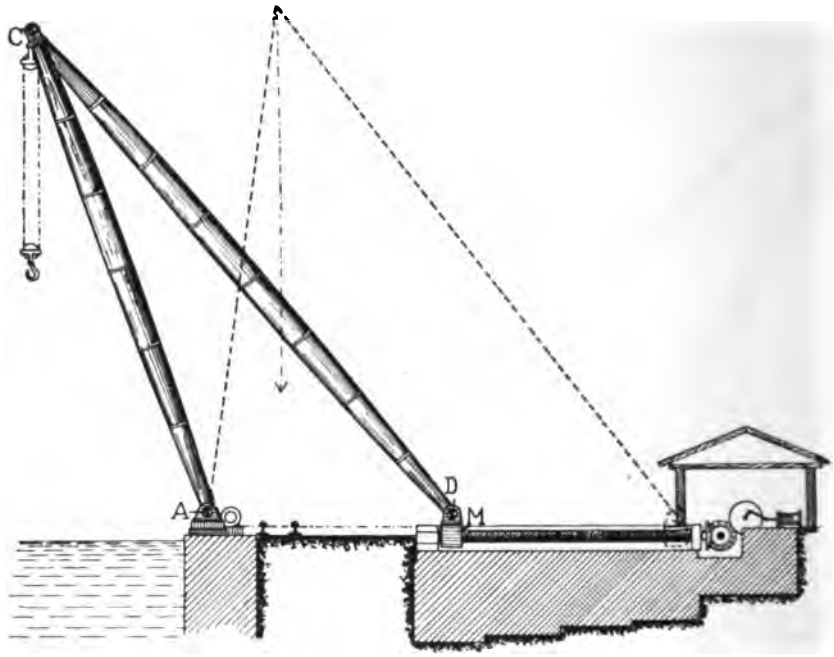


Fig. 870.

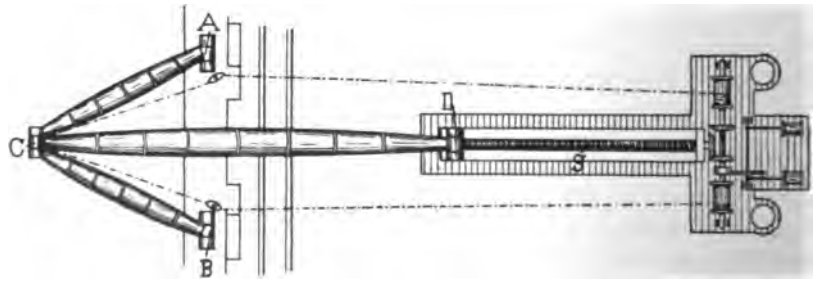


Fig. 871.

kräftigen Mutter M verſehen, die auf einer horizontal gelagerten Schraubenſpindel S läuft. Die Mutter iſt an dem Maſt gelenkartig angeſetzt, ſodaß ſie eine Neigung des Maſtes zuläßt. Die Schraubenſpindel S wird von einem Motor mittelſt eines Wendegetriebes nach der einen oder anderen Seite gedreht. Dabei gleitet die Mutter M in Führungsbahnen und es wird durch die Drehungen der Schraubenſpindel das untere Ende des Maſtes DC nach vorn geſchoben oder zurückgezogen. Dadurch wird die Laſt in gewünſchter Weiſe fortbewegt.

Die Laufkrahne.

Bei dieſen iſt die Winde mit einer Laufkatze vereinigt und zum Aufziehen der Laſt auf einem Träger verſchiebbar angeordnet, der ſelbſt auf Laufrädern ruht und auf einer feſten Bahn vorwärts bewegt werden kann. Der Träger und die Winde können ſonach in zwei ſenkrecht zu einander verlaufenden Richtungen bewegt werden. Mit Hilfe dieſer Laufkrahne iſt es möglich, die Laſt an jede Stelle des Raumes zu bringen, über welchen der Krahnträger hinwegreicht. Zum Betriebe der Laufkrahne kann ebenſogut die Menſchenkraft als die Kraft von Motoren benutzt werden. In neuer Zeit wird vielfach der elektriſche Antrieb verwendet.

Die Träger des Laufkrahnes, auf welche die Winde fahrbar angeordnet ſind, müſſen, wie die Winde ſelbſt, einen Wagen bilden, deſſen Räder auf Geleiſen laufen, die auf den Querpfeilern oder auf beſonderen Säulen des Raumes ruhen. Der ganze Trägerbau wird als die Bühne des Laufkrahnes bezeichnet. Die Spannweite der Träger, d. h. die Entfernung von Laufſchiene zu Laufſchiene, hängt von der Breite des Raumes ab und ſchwankt zwiſchen 6 und 20 m. Je nach der Belaſtung werden die Träger aus [-Eiſen gefertigt oder als genietete Blechträger oder als Fachwerks-Träger hergeſtellt.

Die Verbindung zwiſchen der Winde und Laufkatze iſt entweder eine ſo innige, daß beide auf einem Wagen montirt oder von einander getrennt angeordnet ſind und durch Flaſchenzug mit einander verbunden.

Ein Handlaufkrahn nach Ausführungen von Schmidt, Kranz & Co. in Nordhauſen zeigt Fig. 872. Die Bühne beſteht aus zwei I-Trägern, die durch Querträger von [-Eiſen mit einander verbunden ſind. Die Bühne iſt mit vier doppelflanſchigen Rädern verſehen, die auf Schienen laufen. Es werden doppelflanſchige Laufräder deshalb benutzt, damit die Bühne ſich ſeitlich nicht verſchieben kann. Auch auf den Trägern der Bühne ſind Eiſenbahnſchienen befeſtigt, auf denen die Laufkatze mit der Winde läuft. Um alle Theile des Krahnes von unten her bedienen zu können, ſind zum Antrieb der Windentrommel ſowohl als zur Fortbewegung der Laufkatze und der Bühne Haſpelräder angeordnet, über welche Ketten ohne Ende laufen, die ſo weit herunterhängen, daß ſie vom Fabriksraum aus zugänglich ſind.

Der Antrieb der Winde erfolgt durch Zahnräder, welche von einem der drei Haſpelräder in Umdrehung verſetzt werden können. Nach dem Anheben der Laſt kann ſie durch Verſchieben der Laufkatze ſeitlich verſetzt werden. Dazu dient das zweite Haſpelrad an der Laufwinde, durch deſſen Drehung ebenfalls ein Vorgelege der Winde angetrieben wird, welches auf eine der Laufradachſen der Laufkatze einwirkt. Die Fortbewegung endlich der ganzen Laufbühne wird durch das dritte Haſpelrad veranlaßt, das an einer Seite der Bühne gelagert iſt. Mit Drehung dieſes Haſpelrades wird durch Vermittelung eines Kegelräderantriebes die Transmiſſionswelle zur Umdrehung veranlaßt, die längs des Bühnenträgers angeordnet

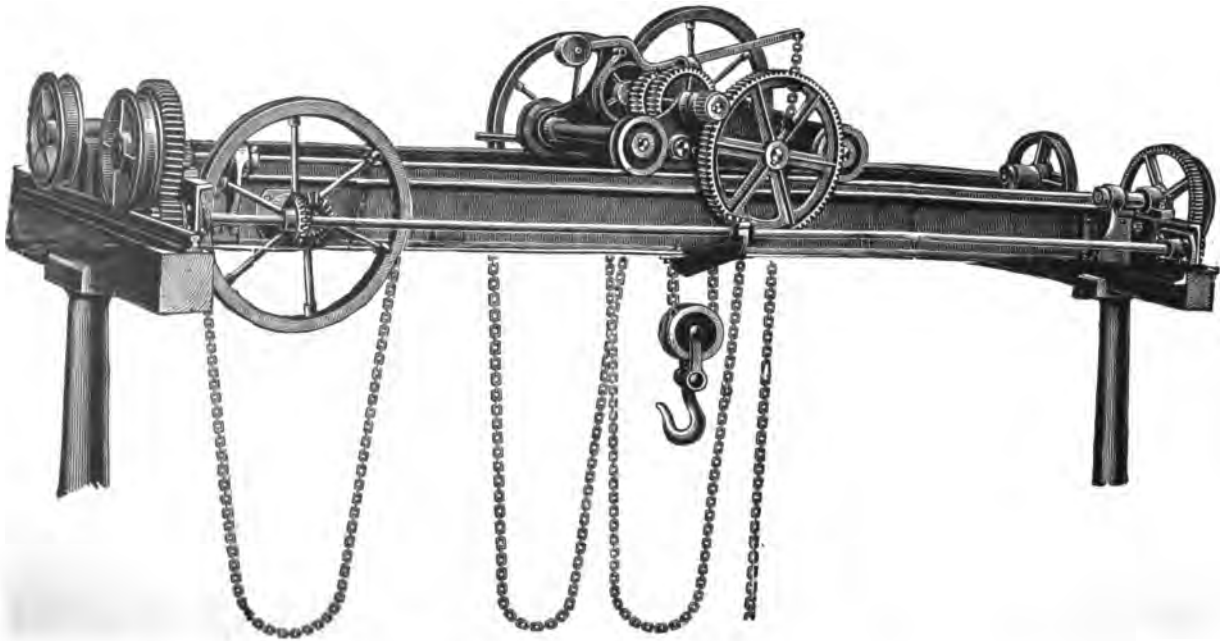


Fig. 872.

ist und an ihren beiden Enden je ein kleines Antriebsrad trägt. Die Antriebsräder greifen in Stirnräder ein, welche mit den vorderen Laufrädern auf gemeinsamer Achse sitzen, sodaß durch Drehung der Welle auch die beiden Laufräder gleichzeitig gedreht und vorwärts bewegt werden. Die Laufräder sind an dem freien Ende der Träger angebracht. Je größer die Räder sind, desto leichter wird sich die Bühne verschieben lassen. Eine Bremsvorrichtung an der Winde gestattet es, die Geschwindigkeit der niedergehenden Last zu regeln. Damit auch dies von unten her geschehen kann, hängt von einem Ende des Bremshebels eine Kette hernieder.

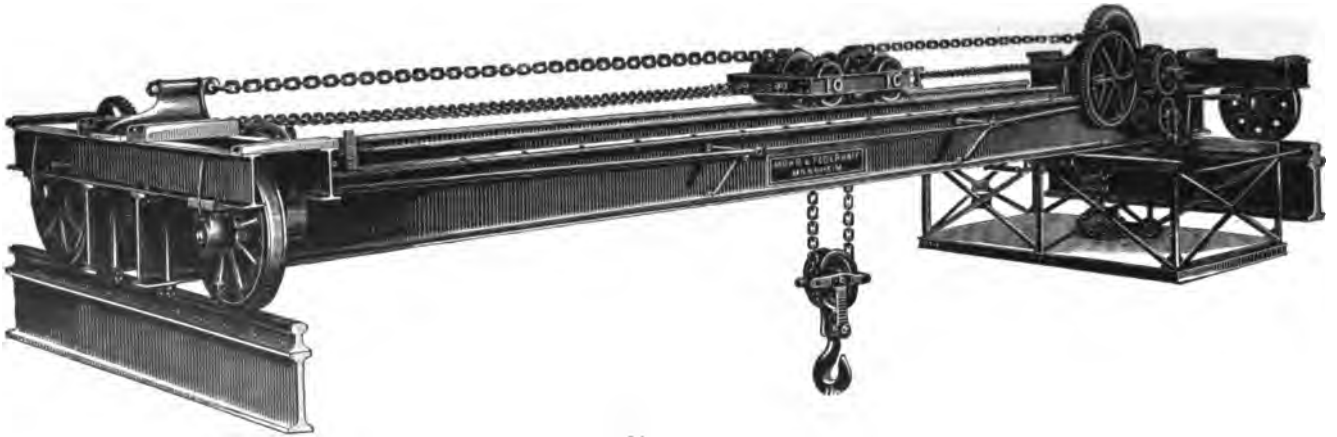


Fig. 873.

Ein Laufkrahn mit Handbetrieb für größere Lasten ist nach Ausführungen von Mohr & Federhaff in Mannheim in Fig. 873 wiedergegeben. Die Bühne besteht auch hier aus zwei Längsträgern von I-Eisen. An ihren Kopfenden sind diese Träger mit je zwei Querträgern von I-Eisen fest verbunden. Diese Querträger nehmen zwischen ihren freien Enden die Laufräder auf, sodaß jeder Radzapfen eine Lagerunterstützung an den Trägern findet. Auf den Bühnenträgern ist nur die Laufkatze verschiebbar. Die Winde ist an einem Ende der Bühne aufgebaut und wird durch Kurbel von dem Arbeitenden direkt angetrieben, für welche eine Plattform an der Bühne angebracht ist. Wie bei den Gießereikrahnen — Fig. 864 und 865 — läuft die Lastkette von der Winde aus über die Laufkatze, von welcher sie in einer Schlinge herabhängt, um die Kettenrolle mit dem Lasthaken aufzunehmen. Das Ende der Kette ist auf der entgegengesetzten Seite der Bühne befestigt. Die Verschiebung der Laufkatze wird durch eine Kette ohne Ende bewirkt, an welcher die Laufkatze selbst das Schlußglied bildet. Dieser Krahn wird sonach ausschließlich von oben bedient.

Einen Laufkrahn für elektrischen Antrieb stellt nach Ausführungen derselben Firma Fig. 874 dar. Die Bühnenträger sind als Blechträger ausgeführt, ihre Enden ruhen auf Querträgern, welche die Träger für die Laufrollen

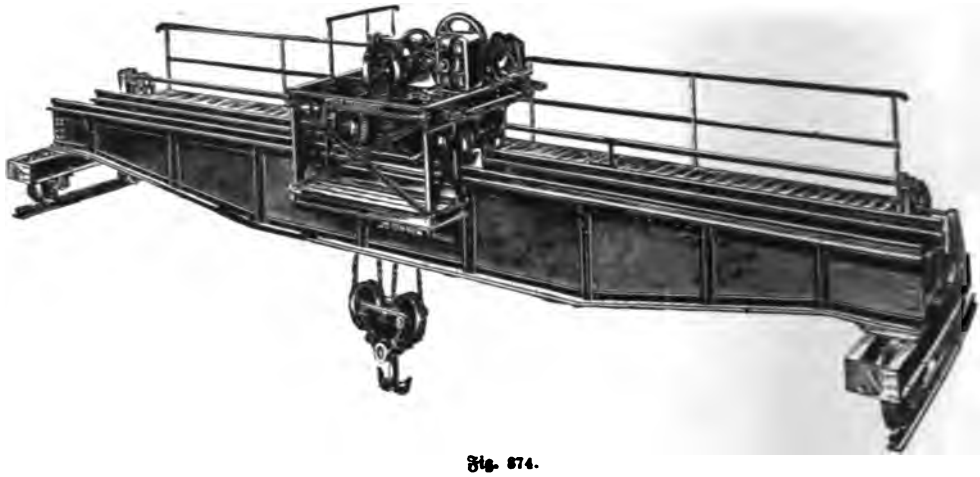


Fig. 874.

bilden, und sind mit ihnen fest verbunden. Die Winde und die Laufkatze bilden einen zusammenhängenden Constructionskörper und auch der Elektromotor, welcher zum Antrieb beider bestimmt ist, ist mit ihm vereinigt. Alle Drei sind sonach auf einem gemeinsamen Wagen angeordnet. An demselben Wagen ist auch noch eine Plattform für den Führer des Krahns angebaut. Längs der Bühne aber ist eine Laufbahn angeordnet, um dem Führer den Zugang zu allen Theilen zu ermöglichen.

Bei den bisher besprochenen Laufkrahnen sind die Schienen, auf denen er sich fortbewegen soll, in einer Höhe angeordnet, bis zu der etwa die Last angehoben werden kann. Außerhalb des Gebäudes ist die Benutzung eines Laufkrahnes dieser Art nur möglich, wenn ein entsprechendes Gerüst für die Trägersäulen aufgebaut wird. Ein derartiger Bau ist nicht nur kostspielig, sondern verbietet sich oft auch deswegen, weil ein hinreichender Raum nicht vorhanden ist. Man verwendet in solchen Fällen fahrbare **Bockkrahne**, deren Laufschienen auf der Erde angeordnet sind.

Fig. 875 zeigt einen fahrbaren **Bockkrahn** des Grusonwerkes in Magdeburg-Buckau. Die Bühne des Krahnes ist von zwei Gerüsten unterstützt, von denen jedes auf vier Laufrädern ruht. Das ganze Krahngerüst ist als Fachwerksbau ausgeführt. Zur Fortbewegung des Krahngerüstes sowohl, wie zum Antrieb der Winde und der Laufkatze wird je ein besonderer Elektromotor benutzt. Als Zugorgan dienen vier parallele Drahtseile, sodaß die Last an acht Strängen

hängt. Dadurch ist es möglich ein dünnes Seil zu benutzen, welches biegsamer ist als ein starkes. Längs der Bühne sind Laufbahnen für den Führer angeordnet.

Fig. 875.

Zur Steuerung des ganzen Krahnes dient ein Hebel und zwei Handräder. Ein automatischer Ausschalter unterbricht die Zuführung des elektrischen Stromes, wenn zufällig eine größere Last an dem Haken angehängt wird als zulässig ist. Der dargestellte Krahn ist für eine höchste Last von 80 Tonnen gebaut.

Besondere Theile der Hebezeuge.

Einzelne Theile, die bei den Hebevorrichtungen zur Verwendung kommen, sind in Band I dieses Werkes besprochen, und zwar insoweit es sich um

gebräuchliche Maschinen-Elemente handelt, wie Trommeln, Rollen, Ketten, Haken u. s. w. Es sollen hier nur noch diejenigen Theile besprochen werden, die uns bisher unbekannt geblieben sind.

Die Sperrräder sollen bei den Hebezeugen dazu dienen, die Drehbewegung einer Welle nur in einem Drehsinne zu gestatten, in dem anderen aber ihre Bewegung zu verhindern. Deshalb sind die Sperrräder an ihrem Umfang verzahnt und es greift eine Sperrklinke, auch Sperrkegel genannt, in diese Verzahnung ein. Damit aber die Sperrklinke der Drehbewegung der Welle in einer Richtung keinen Widerstand entgegensetzt, sind die Zähne des Sperrrades einerseits abgeschrägt, während sie auf der entgegengesetzten Seite steil abfallen. Der Sperrkegel gleitet mit seinem freien Ende beim Drehen der Welle über die schräge Zahnfläche hinweg und fällt durch sein Eigengewicht oder durch die Wirkung einer Feder hinter dem Zahn in die nächste Zahnlücke wieder ein.

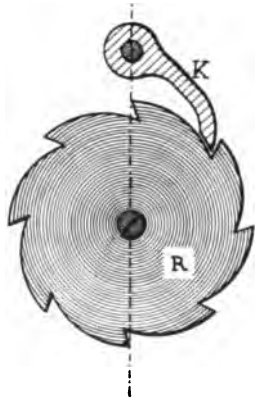


Fig. 876.

Ein Sperrad mit Sperrklinke ist in Fig. 876 dargestellt. Das Sperrrad R ist an seinem äußeren Umfang verzahnt und die Sperrklinke K steht mit ihm in Eingriff. Sie muß drehbar so aufgehängt sein, daß sie die Drehbewegung des Rades nicht mitmachen kann. Wo der Sperrkegel so liegt, daß er nicht direkt mit der Hand angefaßt werden kann, versieht man ihn mit einem Handgriff oder einer Zugstange. Die Krümmung des Zahnrückens jedes Zahnes des Sperrrades muß eine solche sein, daß der Sperrkegel mit seinem Zahnende leicht über denselben hinweggleiten, anderseits aber bis auf den Grund der Zahnlücke eingreifen kann. Dem Sperrrad giebt man eine Breite, welche zwischen der halben und ganzen Zahntheilung schwankt.*)

Die Bremsen. Um die Lasten, welche von den Hebevorrichtungen gehoben werden, in jeder Höhe anhalten und beim Senken mit beliebiger Geschwindigkeit niedergehen lassen zu können, verwendet man Bremsvorrichtungen. Die Bremsen

---

*) Lueger, „Lexikon der gesammten Technik“:

„Die Radgröße wählt man frei, mäßig groß. Aus dem Moment M der Welle und dem Radius R folgt die Umfangskraft $P = \frac{M}{R}$. Nimmt man an, daß diese an der Spitze eines Zahnes mit dem Moment $P \cdot h = \frac{1}{6} b a^2 s$ wirke, so findet man für die Zahnhöhe $h = 0{,}35\,t$, die Breite $b = 0{,}7\,t$ und die vermuthliche Bruchlinie in dem Zahne $a =$ etwa $0{,}5\,t$, die Theilung $t = \sqrt{\frac{12\,P}{s}}$. Die Spannung s ist bis 300 kg pro Quadratcentimeter zu setzen, je nachdem die Stöße zu befürchten sind. Nach der Abrundung der Zähnezahl $z = \frac{2\pi R}{t}$, die 8 bis 12 oder mehr betragen kann, ist R oder t zu berichtigen.“

können entweder von Hand zur Wirkung gebracht werden oder durch Vorrichtungen, die selbstthätig wirken und darnach unterscheiden wir Handbremsen und selbstthätige Bremsen.

Die Handbremsen werden durch irgend eine Handhabe in Thätigkeit gesetzt. Je nachdem dabei die Bremswirkung zu Stande kommt, unterscheidet man bei den Handbremsen:

die Backen- oder Klotzbremsen,
die Bandbremsen und
die Kegelbremsen.

Eine Backen- oder Klotzbremse zeigt Fig. 877. Sie besteht aus einer Bremsscheibe B, die an ihrem Umfang glatt abgedreht ist und einem Klotz K

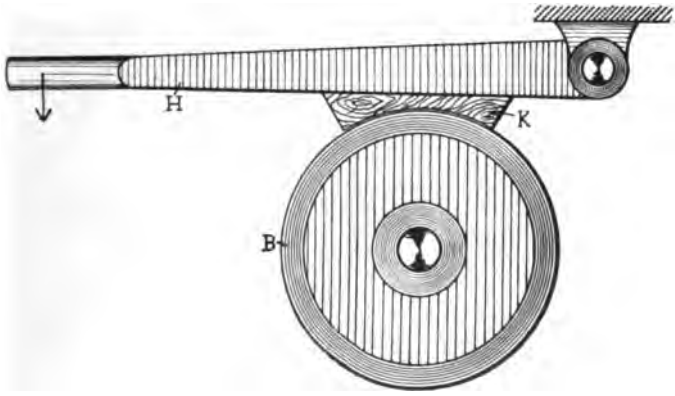


Fig. 877.

von Holz oder Eisen, der mittelst eines Hebels H gegen den Umfang der Bremsscheibe gepreßt werden kann. Bei der dargestellten Bremsscheibe wirkt nur ein Bremsklotz auf die Bremsscheibe, in Folge dessen ist auch der Druck auf die Achse der Bremsscheibe ein einseitiger. Dieser Druck kann ganz aufgehoben werden, wenn zur Bremsung zwei Bremsklötze auf gegenüberliegenden Seiten angeordnet und beide gleichmäßig gegen den Umfang der Bremsscheibe gedrückt werden. Eine derartige Bremsvorrichtung ist in Band I Seite 82 und 83 besprochen worden.

Die Bandbremsen. Bei den Bandbremsen wird ein stählernes Band um den Umfang der Bremsscheibe geschlungen und zum Zwecke der Bremsung über demselben zusammengespannt.

Die Bremse hat den Vorzug, daß von allen Seiten gleichzeitig ein Druck gegen den Umfang der Bremsscheibe ausgeübt wird und daß deshalb auch die Achse der Bremsscheibe nicht einseitig beansprucht werden kann.

Eine einfache Bandbremse zeigt Fig. 878. Um die Bremsscheibe B ist das Bremsband K geschlungen. Damit es von dem Umfang der Scheibe nicht herunterrutschen kann, wird sie mit zwei Rändern versehen. Von den freien Enden

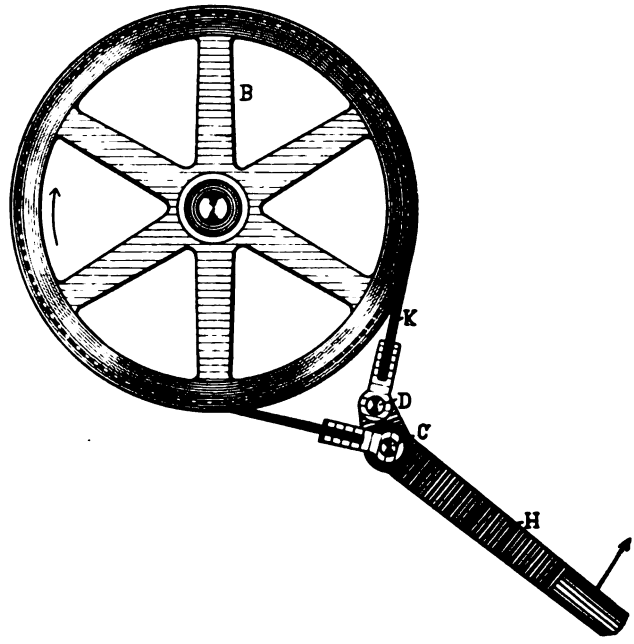


Fig. 878.

des Bremsbandes ist das eine an dem Drehpunkt C eines zweiarmigen Hebels H, das andere an dem Ende D desselben gelenkartig befestigt. Der längere Schenkel des zweiarmigen Hebels dient als Handhabe. Zur Herstellung der Gelenkverbindung zwischen Bremsband und Hebel werden an den Enden des ersteren Gelenke angenietet. Wird der Handhebel in der Pfeilrichtung bewegt, so werden sich die Enden des Bremsbandes einander nähern, und es wird das Bremsband über dem Umfang der Scheibe zusammengezogen werden. Durch die Reibung zwischen Bremsscheibe und Bremsband wird letztere aufgehalten. Es wird stets das ablaufende Ende des Bremsbandes gespannt und dieses deshalb an dem Ende des Hebels befestigt. Bei der dargestellten Bremse ist vorausgesetzt, daß die Bremsscheibe in der Pfeilrichtung sich bewegt. Wäre dies nicht der Fall, so müßte auch das Bremsband umgekehrt aufgelegt werden.

Bei den einfachen Bandbremsen der beschriebenen Art muß der Bremshebel eine beträchtliche Länge haben, wenn die Last, welche er aufhalten soll, eine große ist.

Die Differential-Bremse ist eine Bandbremse, mittelst welcher man auch mit einer geringen Kraft größere Lasten beim Niedersinken hemmen kann. Sie unterscheiden sich von der gewöhnlichen Bandbremse nur dadurch, daß die beiden Enden des Bremsbandes zu beiden Seiten des Drehpunktes eines zweiarmigen Hebels an diesem angebracht sind, während bei der einfachen Bandbremse das eine Ende des Bandes an dem Drehpunkt des Hebels direkt angreift. Es kommt bei den Differential-Bremsen der Unterschied in der Länge der Hebelarme zur Wirkung, an denen sie angreifen.

Fig. 879 zeigt eine derartige Differential-Bremse. Von den Enden des Bremsbandes K ist das eine bei D, das andere bei E eines zweiarmigen Hebels H,

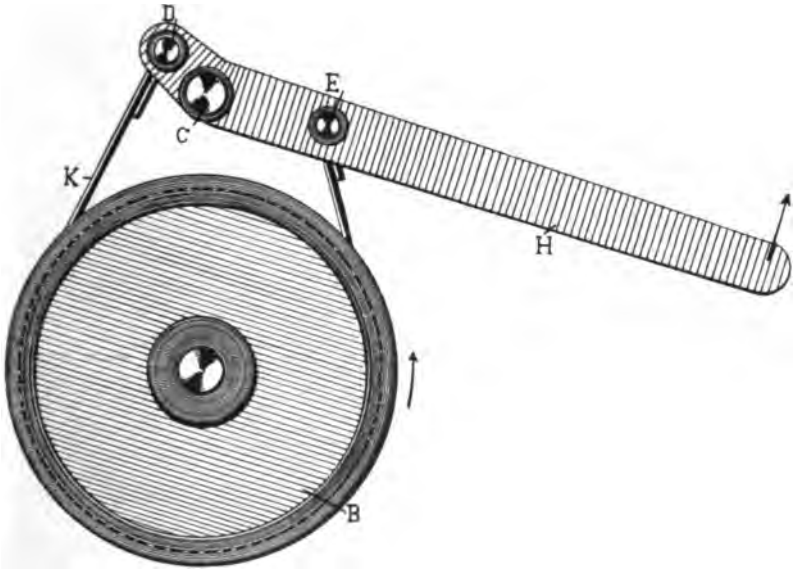


Fig. 879.

welcher bei C seinen Drehpunkt hat, gelenkartig befestigt. Das auflaufende Ende des Bremsbandes ist an dem kürzeren Arm CD, das ablaufende an dem längeren CE angehängt. Der Unterschied in der Hebellänge ist nun so gewählt, daß das eigene Gewicht des Hebels genügt, um die Bremse selbstthätig zur Wirkung zu bringen. Die Spannung im auflaufenden Bremsbandende unterstützt dabei den Hebeldruck, der auf Bremsung wirkt.

Wird der Hebel unterhalb der Bremsscheibe angeordnet, dann muß der Hebelarm CD, an welchem das ablaufende Ende des Bremsbandes angreift, ent-

ſprechend Fig. 880, länger ſein, als der Hebelarm CE, ſodaß das Eigengewicht des Bremshebels ebenfalls ſelbſtthätig auf die Bremſung hinwirkt.

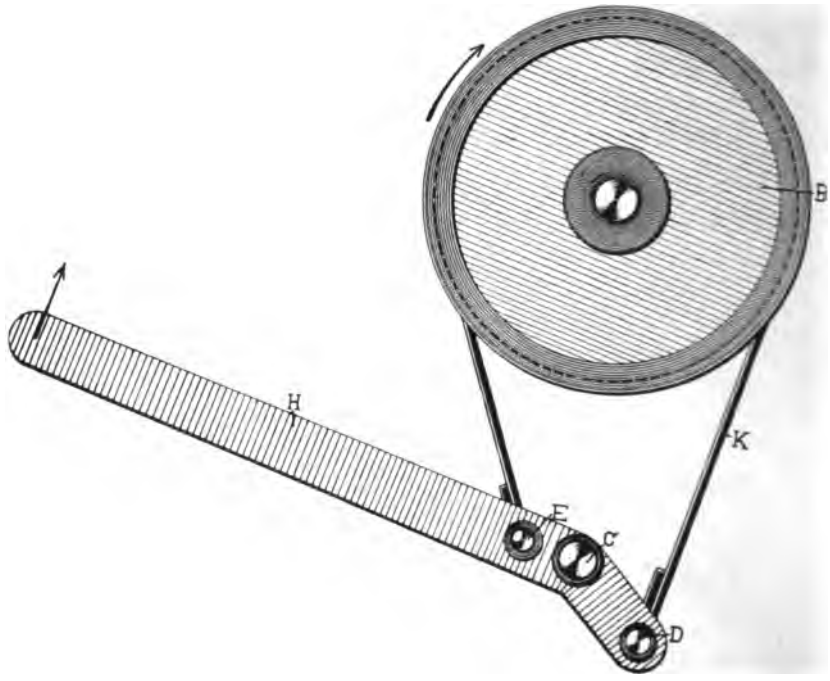


Fig. 880.

Die Differential-Bremſen wirken nur für eine beſtimmte Umdrehungsrichtung der Bremsſcheibe günſtig, und ſie ſind deshalb für Winden, die nach beiden Seiten hin arbeiten ſollen, nicht geeignet.

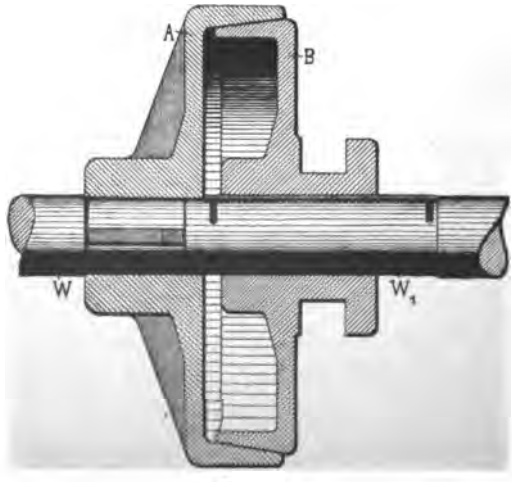


Fig. 881.

Die Kegelbremſe. Bei der Kegelbremſe wird die Reibung zweier koniſch abgedrehter Bremsſcheiben, die mit ihrem Umfange gegen einander gedrückt werden, zum Bremſen benutzt. Fig. 881 ſtellt eine Kegelbremſe dar. Die Bremsſcheibe B auf der Welle W_1 iſt an ihrem äußeren Umfang, die Bremsſcheibe A auf der Welle W an ihrem inneren Umfange kegelförmig ſo abgedreht, daß beide genau über einander paſſen. Je ſtärker der Druck iſt, mit dem ſie

gegen einander gedrückt werden, desto größer wird der Reibungswiderstand an ihrem Umfange sein.

Eigentlich könnten diese Bremsen als Reibungsscheiben-Bremsen bezeichnet werden, da ebenso gut an Stelle der kegelförmigen auch Reibungsscheiben irgend einer anderen Art zur Verwendung kommen können und bei den sogenannten Sicherheitskurbeln auch wirklich zur Verwendung kommen.

Die bisher besprochenen Bremsen haben feste Kurbeln; die Kurbel dreht sich beim Sinken der Last stets mit der Winde. Es kann aber bei dieser Einrichtung den Arbeitern, welche die Winde bedienen, leicht ein Unfall zustoßen, wenn durch irgend einen Zufall die Last unvorhergesehen zu sinken beginnt. Aus diesem Grunde werden mit Vorliebe die sogenannten Sicherheitskurbeln bei Winden verwendet. Bei ihnen wird die Kurbelwelle mit der Winde durch irgend eine Reibungskupplung zum Anheben der Last gekuppelt, beim Sinken der Last aber selbstthätig wieder ausgeschaltet. Eine derartige Sicherheitskurbel haben wir bereits Seite 739 ff. besprochen. Vielfach in Gebrauch ist die Sicherheitskurbel von Stauffer & Mégy, wie sie Fig. 882 im Querschnitt und Fig. 883 im Längsschnitt darstellt.*) Auf

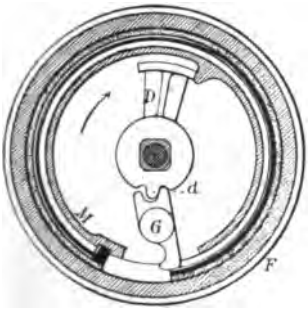


Fig. 882.

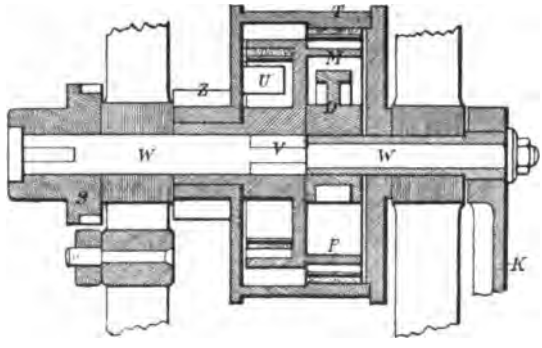


Fig. 883.

der Kurbelwelle W ist lose die Bremstrommel T aufgesteckt, mit welcher der Zahntrieb Z fest verbunden ist. Das schwächere Ende der Kurbelwelle bildet den Drehzapfen für die Kurbel K. Auf einem Vierkant V der Kurbelwelle W ist eine Mitnehmerscheibe befestigt, die im Inneren der Trommel T sich befindet. Durch eine Zwischenwand ist diese Mitnehmerscheibe in zwei Theile getheilt. Um den Umfang der vorderen Hälfte legt sich die Bremsfeder F, welche zur Erhöhung der Bremswirkung mit einem Lederstreifen überzogen ist. Zum Anpressen der Feder gegen den inneren Trommelumfang ist sie einerseits an der Mitnehmerscheibe M befestigt, anderseits legt sie sich gegen einen Gelenkhebel G, welcher von

*) Das Nähere ist dem Werk von Prof. Ad. Ernst, „Die Hebezeuge", entnommen.

dem kürzeren Daumen d einer Daumenſcheibe bewegt werden kann. Letztere ſitzt an der Kurbelwelle und iſt mit einem Arm D verſehen, welcher bei der Drehung in der Pfeilrichtung die Mitnehmerſcheibe M mitnimmt. Bei Drehung der Kurbelwelle werden ſonach einerſeits durch den Arm D und die Mitnehmerſcheibe M, anderſeits durch die Naſe d und den Gelenkhebel G die beiden Enden der Feder F von einander entfernt und die Feder ſelbſt in Folge deſſen gegen den inneren Umfang der Bremstrommel T gepreßt. Bei der umgekehrten Kurbeldrehung wird die Feder F mehr oder weniger freigegeben werden, und die Trommel kann, da ſie loſe auf der Kurbelwelle ſitzt, unter Wirkung der Laſt mehr oder weniger gebremſt zurückweichen. Um einer übermäßigen Laſtgeſchwindigkeit entgegen zu wirken, iſt der hintere Theil der Mitnehmerſcheibe mit Bleiſtücken ausgefüllt, welche die Nabe umſchließen und von einem an der Bremstrommel T befeſtigten Mitnehmerſtift U mitgenommen werden. Bei zunehmender Geſchwindigkeit werden die Bleiklötze gegen den Scheibenumfang gedrückt und erzeugen dabei einen Reibungswiderſtand, welcher durch den Mitnehmerſtift U und den Zahntrieb Z auf den Umlauf des Triebwerkes zurückwirkt.

Die ſelbſtthätigen Bremſen. Dieſe Bremsvorrichtungen ſollen ohne Zuthun des Arbeiters in ſelbſtthätiger Wirkung bleiben, alſo auch auf die Geſchwindigkeit der niedergehenden Laſt regelnd einwirken. Wie gewöhnlich bei derartigen Regulirungsvorrichtungen wird die Centrifugalkraft eines in Drehung verſetzten Körpers für die Bremſung ausgenutzt.

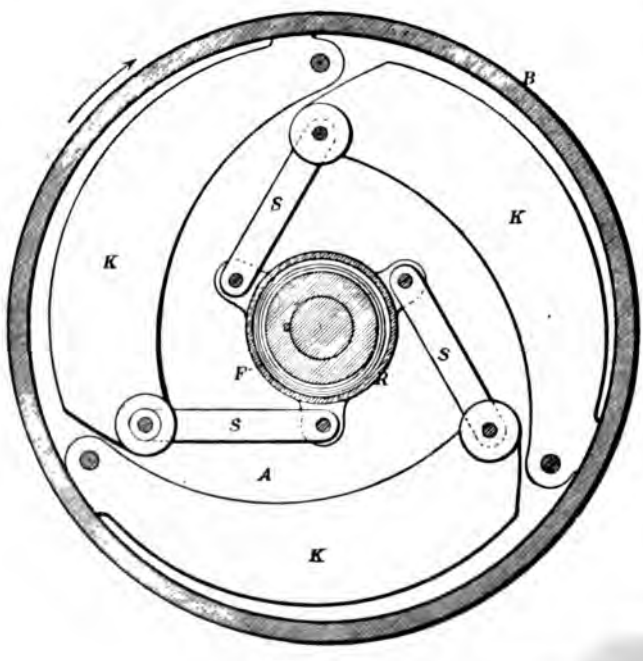


Fig. 884.

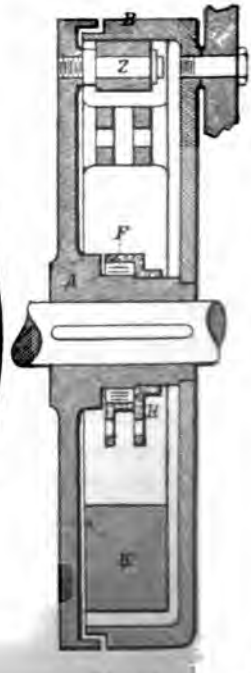


Fig. 885.

Die Schleuderbremse von E. Becker in Berlin*), welche Fig. 884 im Querschnitt und Fig. 885 im Längsschnitt wiedergiebt, ist eine selbstthätige Bremse gebräuchlicher Art. An einer mit der Bremswelle fest verbundenen Scheibe A sind auf Zapfen Z die sichelförmigen Bremsklötze K gelenkartig aufgehängt. Die Bremstrommel B ist dagegen an dem Gestell der Winde unbeweglich angebracht. Sie übergreift die Bremsklötze und bildet mit der Scheibe A ein geschlossenes Gehäuse. Da der Schwerpunkt der Bremsklötze von dem Drehpunkt derselben weit entfernt ist, so wirkt die Centrifugalkraft der Klötze an einem großen Hebelarm. Damit aber alle Bremsklötze in gleicher Stärke bremsend einwirken, sind sie durch Gelenkschienen S mit einer Hülse R gekuppelt, die lose drehbar auf der Nabe der Scheibe A sitzt. Eine schwache Spiralfeder F innerhalb dieser Hülse, welche mit einem Ende an der Hülse, mit dem anderen an der Scheibennabe festgeklemmt ist, wirkt auf die Bremsklötze K so ein, daß sie gegen die Mitte der Bremstrommel gezogen werden. Dadurch wird verhindert, daß beim Aufwinden der Last die Bremsung unzeitig erfolgt.

*) Näheres ist dem Werk von Prof. Ad. Ernst, „Die Hebezeuge", entnommen.

Die Pumpen.*)

Unserer Eintheilung gemäß ist die zweite Gruppe von Hebemaschinen dazu bestimmt, Flüssigkeiten zu heben und fortzuschaffen. Dazu können die verschiedensten Vorrichtungen dienen. Die ältesten Vorrichtungen, welche man zum Heben von Flüssigkeiten verwendet hat, sind die Schöpfwerke. Da der Mensch, wenn er Flüssigkeiten aus einem Behälter nach einem anderen schaffen will, sich eines Schöpfgefäßes bedient, also eines Eimers oder dergl., so hat auch den mechanischen Schöpfvorrichtungen das einfache Schöpfgefäß als Vorbild gedient, und es wurden Schöpfvorrichtungen gebraucht, welche zum Fortschaffen von Flüssigkeiten mit einem oder mehreren Schöpfern versehen waren, die periodisch oder ununterbrochen in Thätigkeit gebracht werden konnten. Wenn auch solche Schöpfwerke hin und wieder noch in Gebrauch sind, so interessiren sie doch den Maschinenbau nicht mehr derartig, daß sie in einer kurz gefaßten Besprechung, wie sie hier in Aussicht genommen wurde, aufgenommen werden könnten. Für uns können deshalb alle Hebemaschinen für Flüssigkeiten kurzweg als Pumpen bezeichnet werden, weil wir nur die heute allgemein gebräuchlichen Einrichtungen besprechen wollen.

Die Flüssigkeit ist gewöhnlich von einem tiefer liegenden nach einem höher gelegenen Punkte zu heben. Die Pumpe, welche zu dieser Arbeit benutzt werden soll, muß zwischen beiden Punkten aufgestellt und durch eine Rohrleitung sowohl mit dem tiefer gelegenen, als auch mit dem höher gelegenen Punkte verbunden werden. Von dem tiefer gelegenen Punkte muß die Pumpe durch die Rohrleitung die Flüssigkeit ansaugen, und deshalb heißt dieser Theil der Rohrleitung Saugleitung oder Saugrohr. Die angesaugte Flüssigkeitsmenge muß aber durch die zweite Rohrleitung von der Pumpe nach dem höher gelegenen Punkte fortgeschafft werden, und da die Pumpe diese Arbeit drückend verrichtet, so wird dieses Stück der Rohrleitung als Druckleitung oder Druckrohr bezeichnet.

Zwischen dem Flüssigkeitsspiegel des tiefer gelegenen Punktes und dem des höher gelegenen liegt sonach nicht nur die Pumpe, sondern auch das Saugrohr und das Druckrohr, und während die Flüssigkeit nach dem höher gelegenen Punkte gefördert wird, muß sie sowohl die Saugleitung, als auch die Druckleitung durchfließen. Als Förderhöhe gilt dabei der Höhenunterschied zwischen dem oberen und unteren Flüssigkeitsspiegel.

*) Für die Bearbeitung dieses Abschnittes sind namentlich die Werke von Fink, „Die Construction der Pumpen" — K. Hartmann, „Die Pumpen" — Pechan, „Leitfaden des Maschinenbaues" — Riedler, „Schnellbetriebe" — Weisbach, „Lehrbuch der Mechanik" zu Grunde gelegt worden.

Wenn auch die Pumpen dazu dienen, Flüssigkeiten aller Art zu fördern, so kommen sie doch in erster Linie als Hebemaschinen für das Wasser in Betracht. Wir erwähnen es auch bei der weiteren Besprechung der Pumpen nur nebenbei, daß sie zum Heben auch anderer Flüssigkeiten als Wasser gebraucht werden, und wir wollen sie hauptsächlich auch nur als Wasserhebemaschinen in Betracht ziehen. Unterscheiden wollen wir die Pumpenarten von einander nach den Mitteln, welche zum Heben des Wassers bei ihnen zur Anwendung kommen. Auch bei dieser Unterscheidung werden wir nur Einrichtungen berücksichtigen, wie sie allgemein für den Maschinenbau von Interesse sind, und besprechen:

Die Kolbenpumpen, bei denen ein in einem Gehäuse beweglicher Kolben als Mittel zur Förderung des Wassers benutzt wird.

Die Dampfdruckpumpen, bei welchen der Druck des Wasserdampfes zum Anheben des Wassers zur Wirkung gebracht wird.

Die Dampfstrahlpumpen, bei welchen ein ausströmender Dampfstrahl das Wasser mit sich reißt und nach einem höher gelegenen Punkte schafft.

Die Kolbenpumpen.

Bei diesen Pumpen wird einem Kolben, der an den Wandungen eines Gehäuses dicht anschließt, eine Bewegung ertheilt. Dadurch muß hinter dem Kolben eine Luftveränderung entstehen und in Folge dessen das Wasser entsprechend der Luftverdünnung in dem Saugrohr der Pumpe ansteigen. Durch die weitere Bewegung des Kolbens muß alsdann die angesaugte Wassermenge nach einem höher gelegenen Punkte durch das Druckrohr verdrängt werden. Die Saugwirkung ist nur abhängig von der Luftverdünnung, welche hinter dem Pumpenkolben erzeugt wird. Das Wasser kann aber nur in Folge des Druckes der äußeren Atmosphäre, der auf die Wasserfläche wirkt, durch das Saugrohr in den luftverdünnten Raum aufsteigen. Es ist deshalb die Saughöhe von der Druckwirkung der äußeren Atmosphäre einerseits und von der Luftverdünnung in der Pumpe anderseits abhängig und sie kann eine bestimmte Größe nicht überschreiten. Selbst wenn eine Luftleere hinter dem Kolben erzeugt würde, und wenn wir von allen Reibungsverlusten des Wassers in dem Saugrohr absehen würden, so könnte diese Saughöhe nach genauen Versuchen höchstens 10,333 m betragen. In Wirklichkeit ist sie aber wesentlich niedriger. Ganz anders aber steht es mit der Druckwirkung der Pumpe. Wir sind im Stande, durch sie das Wasser auf eine beliebige Höhe weiter fortzuschaffen, wenn uns nur eine hinreichend große Kraft zur Verfügung steht, um den gewünschten Druck auszuüben.

Der Druck der äußeren Atmosphäre hält also einer Wassersäule von 10,333 m das Gleichgewicht, wenn oberhalb der Wassersäule Luftleere herrscht oder wenn, was dasselbe ist, in der Saugleitung einer Pumpe der ganze Raum bis unter dem Pumpenkolben mit Wasser ausgefüllt ist, also keine Luft enthalten kann. Für die Praxis wird angenommen, daß der Druck der Atmosphäre rund einer Wassersäule von 10 m das Gleichgewicht hält. Durch Reibung des Wassers

innerhalb der Rohrleitung und andere Störungen wird ein Theil dieses Druckes verbraucht, sodaß man in Wirklichkeit niemals auf eine Saughöhe von 10 m bei Pumpen rechnen kann. Nur bei besonders gut ausgeführten Anlagen kann man das Wasser mittelst einer Pumpe 8 m hoch ansaugen, durchschnittlich wird aber in der Praxis eine Saughöhe von nicht mehr als 6 m angenommen werden können.

Die Saughöhe verändert sich mit der Temperaturzunahme des Wassers. Je höher die Temperatur des Wassers steigt, desto mehr Wasser verdunstet, und es wirken dann die erzeugten Wasserdämpfe mit einer entsprechenden Spannung in dem geschlossenen Pumpencylinder dem Atmosphärendruck entgegen. Damit verringert sich aber auch mit steigender Temperatur des Wassers seine Saughöhe.

Die Spannkraft des Wasserdampfes ist von Regnauld für die verschiedenen Temperaturen entsprechend der nachstehenden Tabelle festgestellt worden:

Temperatur in Celsiusgraden	Spannung in Atmosphären	Temperatur in Celsiusgraden	Spannung in Atmosphären	Temperatur in Celsiusgraden	Spannung in Atmosphären	Temperatur in Celsiusgraden	Spannung in Atmosphären
1	0,0067	20	0,0236	45	0,097	70	0,316
5	0,0088	25	0,032	50	0,125	75	0,392
10	0,0124	30	0,042	55	0,159	80	0,482
12	0,0142	35	0,056	60	0,203	90	0,714
15	0,0172	40	0,074	65	0,254	100	1,033

Hieraus geht hervor, daß Wasser, welches auf etwa 80° erwärmt wird, ungefähr nur noch halb so hoch gesaugt werden kann, als Wasser von 0° C. Kochendes Wasser aber, also Wasser von 100° C., kann überhaupt nicht mehr von einer Pumpe angesaugt werden, weil seine Spannung eine Atmosphäre beträgt, also ebenso groß ist als der Atmosphärendruck.*)

Je nachdem wir nun den Kolben bei seiner Arbeit bewegen, unterscheiden wir die Kolbenpumpen als:

Pumpen mit hin- und hergehendem Kolben.
Pumpen mit schwingendem Kolben.
Pumpen mit drehendem Kolben.

Die Pumpen mit hin- und hergehendem Kolben.

Eine derartige Pumpe ist eine Cylindermaschine, wie wir sie bei den Kraftmaschinen schon kennen gelernt haben. In dem Cylinder befindet sich ein Kolben, der an den Cylinderwandungen dicht anschließend hin und her bewegt werden kann. Der Kolben kann ein Scheibenkolben sein oder ein Plungerkolben, also Kolben, wie wir sie Band I, Seite 770 ff. kennen gelernt haben. Der Kolben soll durch seine Bewegung sowohl Saug-, als auch Druckwirkung hervorrufen, und es

*) Beispiel: Soll Wasser von 60° C. von einer Pumpe gefördert werden, so ist nach obiger Tabelle die Spannung des Wasserdampfes = 0,203 Atmosphären. Nehmen wir an, daß die Pumpe im Stande ist, Wasser von 0° C. 8 m hoch anzusaugen, so würde sie Wasser von 60° C. nur bis auf eine Höhe von 8 — 8 . 0,203 = 6,376 m ansaugen können.

muß deshalb der Pumpencylinder sowohl gegen das Saugrohr, wie gegen das Druckrohr mittelst eines Steuerorganes abgeschlossen sein, welches selbstthätig oder mechanisch geöffnet und geschlossen wird.

Wir wir bei den Dampfmaschinen einfach und doppelt wirkende unterschieden haben, so unterscheiden wir auch bei den Pumpen. Die einfach wirkende Pumpe bringt stets nur eine Fläche ihres Kolbens zur Wirkung. Mit dieser Fläche saugt sie beim Hingange das Wasser an, und mit dieser selben Fläche drückt sie beim Hergange das Wasser in die Druckleitung. Bei der doppelt wirkenden Pumpe dagegen sind beide Flächen des Kolbens wirksam. Während die eine Fläche das Wasser ansaugt, drückt die andere Kolbenfläche das vorher angesaugte Wasser nach der Druckleitung. Beim Rückgange wirkt die Kolbenfläche saugend, welche vorher gedrückt hatte und umgekehrt. Bei den einfach wirkenden Pumpen wird also der Wasserausfluß stoßweise, bei den doppelten wird er ununterbrochen erfolgen.

Eine einfach wirkende Saug- und Druckpumpe ist durch die Linienzeichnung Fig. 886 wiedergegeben. An den Pumpencylinder schließt sich nach unten die Saugleitung S an, die bis in den Wasserbehälter A hineinreicht, aus welchem das Wasser entnommen wird. Nach oben schließt sich die Druckleitung D an. Sie mündet in den Wasserbehälter B, nach welchem das Wasser hinaufgepumpt werden soll. In dem Pumpencylinder C bewegt sich an einer Kolbenstange der Scheibenkolben K. Durch seine Aufwärtsbewegung wird Wasser aus dem Behälter A angesaugt und durch seine Niederbewegung wird das angesaugte Wasser nach dem Behälter B hinauf gedrückt. Es muß deshalb bald die Saugleitung, bald die Druckleitung mit dem Pumpencylinder in Verbindung gebracht oder von ihm abgesperrt werden. Dazu sind an der Stelle, wo die Saugleitung und die Druckleitung an dem Cylinder anschließen, die Ventile V und W angeordnet. Beim Aufgange des Kolbens K öffnet sich durch seine Saugwirkung das Ventil V und läßt Wasser unter den Pumpenkolben treten, das Ventil W aber wird durch eben diese Saugwirkung geschlossen gehalten. Geht der Kolben K nieder, so schließt sich mit Beginn des Niederganges das Ventil V unter dem Druck des Wassers, während sich das Ventil W öffnet und das vorher von der Pumpe angesaugte Wasser in die Druckleitung D

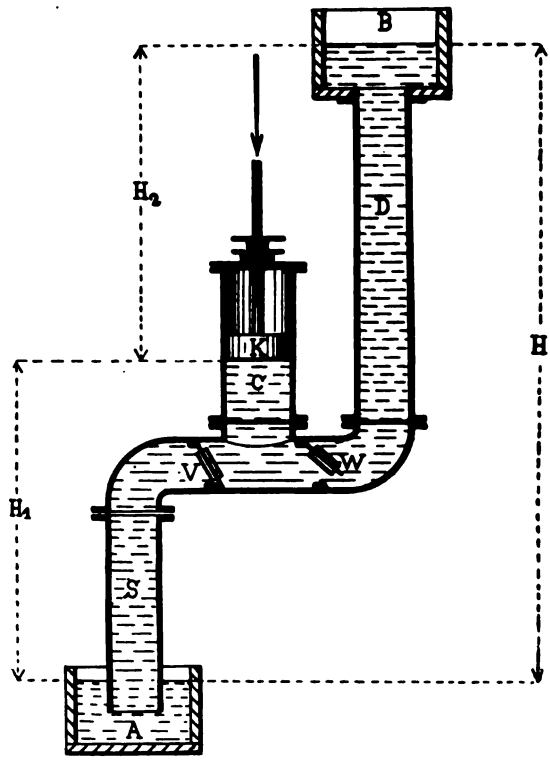


Fig. 886.

drückt. Die Höhe H_1, um welche das Wasser durch den Pumpenkolben K über den Wasserspiegel des Behälters A hinaus angesaugt wird, bezeichnet man als die Saughöhe, und die Höhe H_2, bis zu welcher von dem Pumpenkolben aus das Wasser hochgedrückt wird, bezeichnet man Druckhöhe. Endlich wird als Förderhöhe des Wassers die Höhe H bezeichnet, um welche das Wasser durch die Pumpe von dem Behälter A nach dem Behälter B hin angehoben wird.*)

Eine andere Art von einfach wirkender Saug- und Druckpumpe**) gibt die Linienzeichnung Fig. 887. Bei dieser Pumpenart ist das Saugventil in den Kolben verlegt und man bezeichnet sie deshalb auch als Pumpe mit Ventilkolben. Wir haben derartige Ventilkolben Band I, Fig. 1200 bis 1203 kennen gelernt. Die Saugleitung S schließt unterhalb des Ventilkolbens an dem Pumpencylinder C an, während die Druckleitung D oberhalb des Pumpenkolbens von dem Cylinder abzweigt. Die Verbindung zwischen beiden wird durch den Ventilkolben K, einem durchbrochenen Kolben, hergestellt, der durch ein Saugventil V abgeschlossen werden kann. Beim Aufgange des Kolbens wird durch die Saugleitung S Wasser angesaugt, wobei sich das Saugventil V des Kolbens schließt. Der Niedergang des Kolbens erfolgt mit geöffnetem Ventil, sodaß die vorher angesaugte Wassermenge über das Saugventil V durch den Kolben hindurch gelangt. Beim nächsten Aufwärtsgange des Kolbens hebt er die über ihm angesammelte Wassermenge in die Druckleitung. Das Ventil W, welches in die Druckleitung eingeschaltet ist, dient als Rückschlagventil.

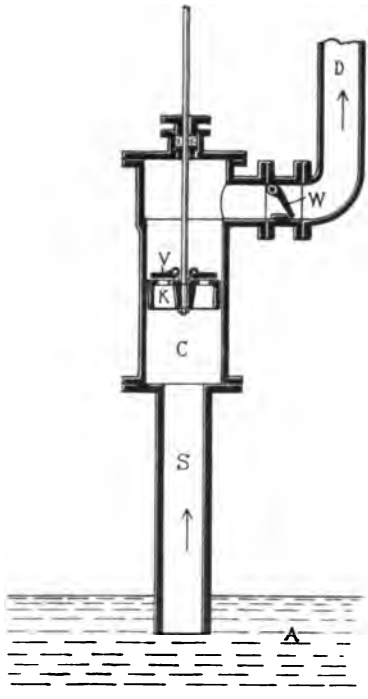


Fig. 887.

*) Bezeichnet man mit F die Größe der Kolbenfläche und mit γ das spezifische Gewicht der zu fördernden Flüssigkeit, so ist zum Aufwärtsbewegen des Kolbens oder zum Saugen die Kraft

$$P_1 = F \cdot H_1 \cdot \gamma$$

und zum Aufwärtsbewegen des Kolbens oder zum Drücken der Kraft

$$P_2 = F \cdot H_2 \cdot \gamma$$

erforderlich.

Für ein Kolbenspiel ergiebt sich somit die erforderliche mechanische Arbeit, wenn mit s der Kolbenhub bezeichnet wird, zu:

$$A = P_1 s + P_2 s = F s (H_1 + H_2) \gamma = V \cdot (H_1 + H_2) \gamma \text{ mit } V = F \cdot s,$$

das per Ausgang ausgegossene Wasserquantum.

Die ganze Förderhöhe ist jetzt:

$$H = H_1 + H_2.$$

Damit ergiebt sich die mechanische Arbeit für ein Kolbenspiel zu:

$$A = V \cdot H \cdot \gamma.$$

**) Prof. K. Hartmann, „Die Pumpen".

Die Anordnung einer **doppelt wirkenden Pumpe** zeigt die Linienzeichnung Fig. 888. Bei diesen Pumpen soll der Wasserzufluß ununterbrochen erfolgen, und es müssen beide Kolbenseiten bei jeder Kolbenbewegung gleichmäßig wirksam sein. Die Saugrohrleitung S und die Druckrohrleitung D schließen sich sowohl unterhalb, wie oberhalb an den Pumpencylinder C an. An allen Stellen, wo die Rohrleitung an die Pumpe sich anschließt, sind Ventile zum Abschluß dieser Verbindung vorgesehen. Die Saugleitung S wird durch die Ventile V_1 und V_2 und die Druckleitung D durch die Ventile W_1 und W_2 abgeschlossen. Beim Aufgang des Kolbens K wird sonach das Saugventil V_1 sich öffnen und das Wasser durchtreten lassen. Zugleich aber wird auch das Druckventil W_2 von dem Wasser geöffnet, welches sich oberhalb des Kolbens befindet und nach der Druckleitung gedrückt wird. In derselben Weise öffnen sich beim Niedergang des Kolbens das Saugventil V_2 und das Druckventil W_1, während die anderen beiden Ventile V_1 und W_2 geschlossen werden.

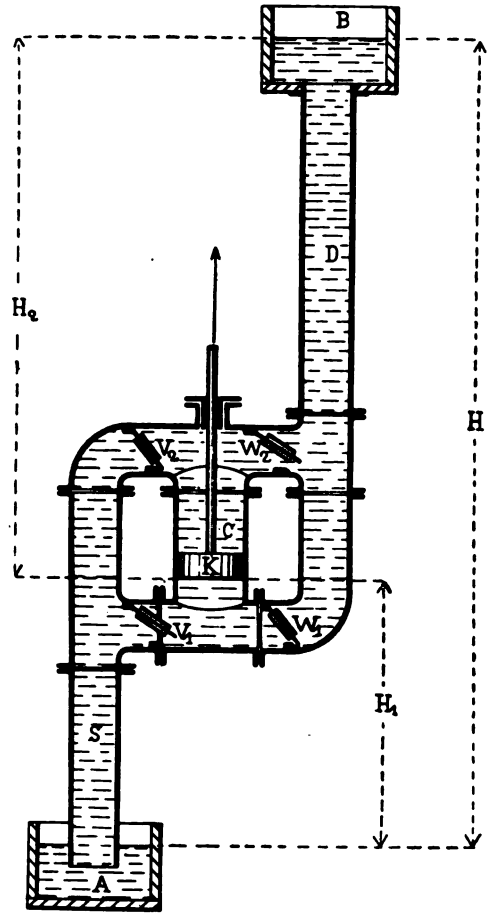


Fig. 888.

Bei den einfachwirkenden Pumpen wird die Kraft, die zum Ansaugen nöthig ist, von der zum Hochdrücken des Wassers nöthigen Kraft eine verschiedene sein müssen, je nachdem die Saughöhe und die Druckhöhe von einander verschieden sind. Bei den doppeltwirkenden Pumpen ist stets dieselbe Betriebskraft erforderlich, weil bei ihnen nur die ganze Förderhöhe H in Betracht kommt und die Saughöhe und Druckhöhe dauernd gleichzeitig bewältigt werden müssen. Während die eine Kolbenfläche saugt, drückt die andere, und es ist sonach stets die gleiche Arbeit zu leisten.

Arten von Kolbenpumpen mit hin- und hergehendem Kolben.

Man unterscheidet diese Pumpen darnach wie die Bewegung des Pumpenkolbens bewerkstelligt wird und bezeichnet als:

Fig. 889.

Handpumpen diejenigen, bei denen die Kolbenbewegung durch die Hand ausgeführt wird, als

Transmissionspumpen solche, bei denen der Pumpenkolben durch Riemen- oder Räderantrieb seine Bewegung erhält, als

Dampfpumpen diejenigen, welche ohne übertragende Zwischenglieder von dem Kolben einer Dampfmaschine direkt angetrieben werden.

Die Handpumpen. Die verbreitetste und die älteste Art sind die Brunnenpumpen. Fig. 889 stellt eine derartige Pumpe der Commandit-Gesellschaft für Pumpen- und Maschinen-Fabrikation W. Garvens in Hannover dar. Der eigentliche Pumpencylinder ist unterhalb der Erde angebracht. Der aufgeschnitten gezeichnete Cylinder läßt den Ventilkolben erkennen, an welchem die Pumpenstange gelenkartig angreift. Das Saugrohr geht vom untersten, das Druckrohr vom obersten Ende des Cylinders aus. Oberhalb der Erdoberfläche ist ein cylindrisches Pumpengestell aufgestellt, an dem der Pumpenschwengel seinen Stützpunkt hat. An seinem freien Ende ist die Kolbenstange angehängt. Das Pumpengestell hat einen Wasserauslauf. Durch Auf- und Niederbewegen des Schwengels wird die Pumpenstange und damit auch der Kolben gehoben oder gesenkt. Gewöhnlich dient eine Ledermanschette als Abdichtungsmaterial des Pumpenkolbens und auch das Kolbenventil wird häufig aus einer Lederklappe gebildet. Bei dem dargestellten Kolben ist ein Metallventil zur Anwendung gekommen. Der Bügel oberhalb desselben dient zu seiner Hubbegrenzung und zugleich zur Befestigung der Kolbenstange. Durch Niederdrücken des Schwengels wird der Kolben angehoben und saugt das Wasser an. Beim Hochheben des Schwengels tritt das Wasser durch das Ventil hindurch über den Kolben. Ist das Wasser in dem Druckrohr hoch genug gestiegen, dann läuft es durch das Ausflußrohr aus.

Der Pumpencylinder wird wenigstens einen Meter unter der Erdoberfläche aufgestellt, sodaß er sich außerhalb des Frostbereiches befindet. Auch soll an jeder Pumpe eine selbstthätige Entwässerung vorgesehen sein, die bei Außerbetriebsetzung der Pumpe zur Wirkung kommt. Dazu ist in der Druckleitung oberhalb des Cylinders eine Abflußöffnung vorgesehen, durch welche das über dem Kolben stehende Wasser abgelassen werden kann.

Eine Handpumpe, welche namentlich als Druckpumpe für die verschiedensten

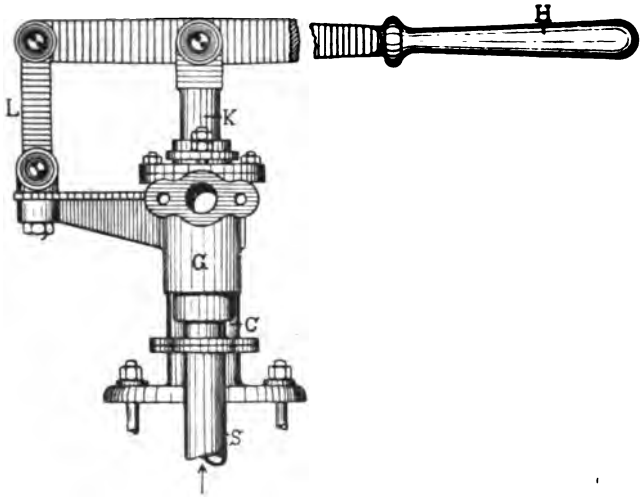


Fig. 890.

Zwecke gebaut wird, am häufigsten als Speisepumpe für Dampfkessel, zeigt Fig. 890 in der Ansicht, Fig. 891 im Schnitt. In dem Pumpencylinder C führt sich der Plungerkolben K; er ist an einem Handhebel H gelenkartig angehängt, sodaß er von diesem auf- und niederbewegt werden kann.

Um der geradlinigen Bewegung des Kolbens Rechnung zu tragen, ist der Drehpunkt des Handhebels nicht fest gelagert, sondern an der Lenkerstange L angebracht. Das Ventilgehäuse G wird gegen den Pumpencylinder C geschraubt. Es enthält sowohl das Saugventil V, als auch das Druckventil W. Die Saugrohrleitung S, sowie die Druckrohrleitung D schließen an das Gehäuse an. Es kommen Metallventile zur Anwendung, die konisch eingeschliffene Ventilkegel haben und deren Hub durch Anschläge begrenzt wird.

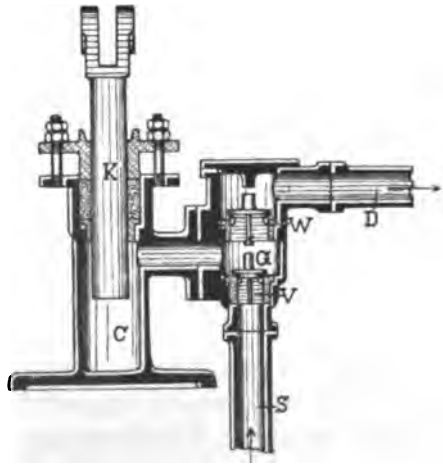


Fig. 891.

Beim Aufwärtsbewegen des Pumpenkolbens entsteht unter demſelben ein luftverdünnter Raum, und das Waſſer wird durch das Saugrohr S in die Pumpe eintreten müſſen. Beim Niederdrücken des Kolbens ſoll ſich das Saugventil V ſo ſchnell wie möglich ſchließen, damit kein Waſſer in die Saugleitung zurücktreten kann. Vortheilhaft wird es deshalb ſein, den Hub des Saugventils ſo niedrig als möglich zu machen. Mit Schluß des Saugventiles öffnet ſich durch den niedergehenden Kolben das Druckventil W und das Waſſer wird in die Druckleitung D gedrückt.

Fig. 892 giebt die bildliche Darſtellung einer ſolchen Druckpumpe, wie ſie von der Commandit-Geſellſchaft für Pumpen- und Maſchinenfabrik

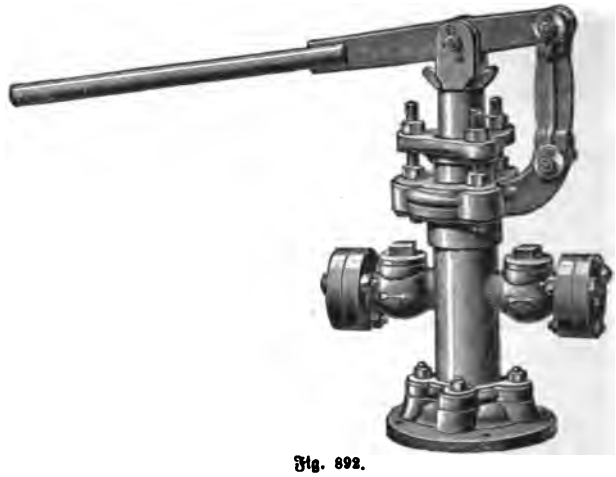


Fig. 892.

W. Garvens in Hannover gebaut wird. Die Ventile ſind bei derſelben zu beiden Seiten des Cylinders angeordnet. Die nachſtehende Tabelle giebt die Abmeſſungen und die Leiſtung der gebräuchlichen Pumpen dieſer Art:

Kolbendurchmeſſer in	engliſchen Zoll	$1^3/_{16}$	$1^1/_2$	2	$2^1/_2$
	mm	30	38	51	64
Hublänge in mm		100	—	—	—
Leiſtung in der Minute bei 40 Hub in Litern		2,8	4,4	8,1	12,5
Lichte Weite der Saug- und Druckröhren in	engliſchen Zoll	$^3/_4$	$^3/_4$	$^3/_4$	1
	mm	19	19	19	25

Eine beſondere Verwendungsart dieſer Pumpe läßt Fig. 893 erkennen. Diese Pumpenart wird von der vorgenannten Fabrik als Waſſerdruck- oder Probirpumpe bezeichnet. Die Pumpe iſt in einen Waſſerbehälter aus Blech eingebaut und das Saugrohr iſt bis auf den Boden desſelben geführt. Derartige Pumpen

werden beispielsweise dazu benutzt, um die Rohre daraufhin zu prüfen, ob sie bei einem bestimmten Druck dicht bleiben. Damit es möglich ist, während der Prüfung den Druck in dem Rohr genau zu bestimmen und das Rohr aus Versehen keinem

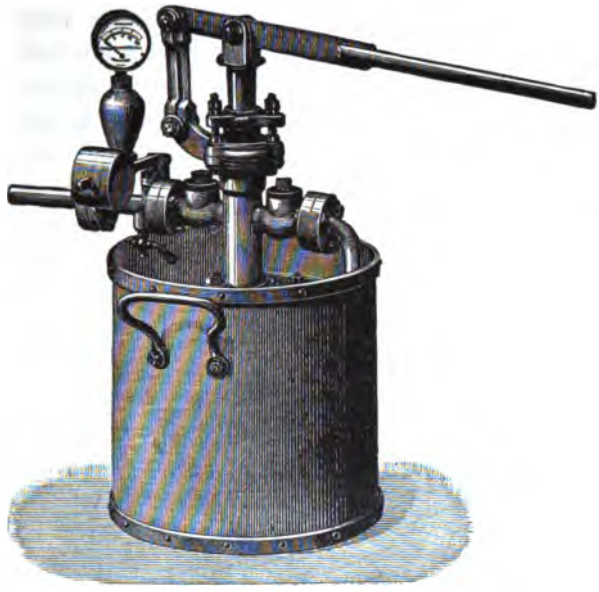


Fig. 898.

zu hohen Druck auszusetzen, ist die Pumpe sowohl mit einem Manometer — Band I, Seite 66 — als auch mit einem Sicherheitsventil — Band I, Seite 727 — ausgerüstet. Beide sind naturgemäß an der Druckrohrleitung der Pumpe angeordnet, da das Rohr, welches zu prüfen ist, hier angeschlossen werden muß. Die Ausmessungen dieser Pumpe gehen aus der nachfolgenden Tabelle hervor:

Kolbendurchmesser in englischen Zoll	1½
Kolbendurchmesser in mm	38
Hublänge in mm	100
Lichte Weite der Saug- und Druckröhren in englischen Zoll	¾
Lichte Weite der Saug- und Druckröhren in mm	19
Inhalt des Wasserkübels	38

Anstatt des Handhebels kann auch zur Bewegung der Pumpe durch Hand ein Schwungrad mit Kurbelantrieb benutzt werden. Eine Pumpenanlage mit einem Kurbelantrieb, wie sie beispielsweise für tiefe Brunnenpumpen von der

in Durlach gebaut wird. Zwei horizontal angeordnete Pumpencylinder sind bei dieser Pumpe in einem Gehäuse so untergebracht, daß ihre Kolben durch einfache Hebelübertragung von einem Schwingarme hin und her bewegt werden können, wenn dieser durch einen Viertelkreis hin und her bewegt wird. In der Mitte der Kammer ist auf einer wagerechten Achse ein kleiner zweiarmiger Hebel gelagert, an dessen Enden mittelst kurzer Gelenkstangen die Pumpenkolben angreifen. Die Achse des Hebels tritt an einer Seite aus dem Gehäuse heraus und nimmt an dieser Stelle einen Schwingarm auf, durch dessen Hin- und Herbewegung die Pumpen in Thätigkeit gesetzt werden können. Die Cylinder der beiden einfachwirkenden Pumpen sind an ihren Enden offen und durch je eine Seitenkammer ist der eine mit der Saugleitung, der andere mit der Druckleitung verbunden. Ebenso sind die nach der Mittelkammer offenen Cylinder an die Saugleitung und an die Druckleitung angeschlossen. Die Pumpe ist also eine vierfach wirkende und mit zwei Saugventilen und zwei Druckventilen versehen. Von den Saug- und Druckventilen ist je eins in der mittleren Kammer, das andere in einer der Seitenkammern untergebracht. Beide Seitenkammern sind durch einen Kanal auf der Rückseite des Pumpengehäuses mit einander verbunden.

Wenn durch einen Ausschlag des Schwinghebels die Pumpenkolben zu einer gleichmäßigen Bewegung nach außen veranlaßt werden, so wirken sie in der Mittelkammer saugend und auf die Seitenkammern drückend ein. In Folge dessen steigt das Wasser in der Mittelkammer an, aus der oberen Seitenkammer wird das vorher angesaugte Wasser herausgedrückt und aus der unteren Seitenkammer tritt dabei das Wasser durch den Verbindungskanal nach der oberen über. Wird der Handhebel zurückgeschwungen, und die Kolben nach der Mitte hinbewegt, dann wird das Wasser der Mittelkammer in die Druckleitung gepreßt. Beide Seitenkammern saugen an und das Wasser tritt aus der Saugleitung in die untere Seitenkammer und durch den Verbindungskanal auch in die obere. Es sind also zwei doppelt wirkende Pumpen zu einer Pumpe vereinigt.

Für Förderhöhen unter 20 m werden von der Fabrik glatte Rothgußkolben ohne Abdichtungsmaterial benutzt, für größere Förderhöhen dienen zur Abdichtung Ledermanschetten. Da die Vorderwand und auch die Böden des Gehäuses am Ende der Cylinder abgenommen werden können und alle Theile der Pumpe dadurch frei zu legen sind, so ist es möglich, die Kolben und alle beweglichen Theile einer Controlle zu unterwerfen und auszuwechseln. Gebaut werden diese Pumpen in Größen und für Leistungen entsprechend der auf folgender Seite stehenden Tabelle.

Die Thüringer Zwillingspumpe von H. Sorge in Vieselbach (Thür., welche Fig. 897 wiedergiebt, ist ebenfalls eine Pumpe, wie die vorbesprochenen. Die beiden Pumpencylinder sind aber in dem Gehäuse parallel zu einander angeordnet. Oberhalb derselben lagert in der Druckkammer die Achse mit dem zweiarmigen Antriebshebel. Er ist an seinen beiden Enden mit Zahnsegmenten versehen, welche in die verzahnten Kolbenstangen eingreifen. Die beiden Kolben erhalten also auf diese Weise durch einen Schwungarm, der von außen auf die

Nummer der Pumpe	Durchmesser der Anschlußröhren		Gewicht	Durchmesser der Kolben	Leistung	
					für den Doppelhub	in der Minute je nach Hubzahl
	mm	engl. Zoll	etwa kg	mm	etwa Liter	etwa Liter
00	17	$^1/_2$	6	30	0,15	10—15
0	21	$^3/_4$	8	40	0,30	20—30
1	25	1	13	60	0,61	40—60
2	32	$1^1/_4$	19	70	1,06	70—90
3	32	$1^1/_4$	24	80	1,60	100—120
4	38	$1^1/_2$	32	90	2,25	125—150
5	50	2	41	100	3,10	150—180
6	50	2	52	110	4,10	190—220
7	57	$2^1/_4$	72	120	5,30	230—270
8	64	$2^1/_2$	80	130	6,80	270—320
9	76	3	95	140	8,50	320—370
10	76	3	102	150	10,50	370—450

Hebelachse aufgeschoben wird, abwechselnd eine auf- und niedergehende Bewegung. Die Kolben sind Ventilkolben und die Pumpe ist sonach nur doppeltwirkend. Saugt der eine Kolben an, so hebt er zugleich das auf ihm lastende Wasser in die Druckleitung. Der zweite Kolben geht indessen mit geöffnetem Saugventil durch das angesaugte Wasser hindurch. Beim nächsten Ausschlag des Schwunghebels wechseln die beiden Pumpenkolben in ihrer Arbeit.

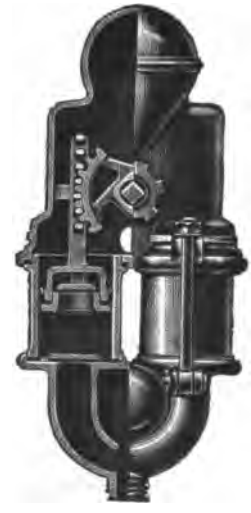


Fig. 897.

Als Vorzug dieser Pumpe wird die Anordnung der Hebelachse auf der Druckseite angesehen. Bei der Niagarapumpe steht die Mittelkammer, in welcher die Hebelachse lagert, abwechselnd unter Druck- und Saugwirkung. Da die Achse durch eine Stopfbüchse nach außen geführt werden muß, so wird beim Undichtwerden der Verbindung während der Saugperiode Luft an diese Stelle eintreten und dadurch die Leistung dieser Pumpe herabsinken. Dieser Uebelstand wurde bei der Thüringer Zwillingspumpe dadurch beseitigt, daß die Hebelachse in der Druckkammer lagert. Die Pumpe wird von der Fabrik in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle ausgeführt:

Fig. 898.

Nummer der Bumbe	Rohrweite Zoll engliſch	mm	Cylinder-bolle mm	Ausführung Doppelhübe in der Minute	Waſſerlieferung für den Doppelhub Liter	in der Minute Liter	Erforderliche für 1 Mann Druckkraft n
0	$^1/_2$—$^5/_8$	15	50	84	0,20	17	33
1	$^3/_4$	19	60	80	0,33	20	26
2	1	25	70	76	0,53	40	14
3	$1^1/_4$	32	80	72	0,80	56	10
4	$1^1/_2$	38	90	68	1,10	74	7,5
5	$1^3/_4$	45	100	64	1,50	95	6
6	2	51	110	60	2,00	120	4,5
7	$2^1/_4$	57	120	56	2,80	155	3,5
8	$2^1/_2$	64	130	52	3,90	200	2,5
9	3	76	150	48	6,30	300	2
10	$3^1/_2$	89	180	45	10,50	470	1,3
11	4	102	200	42	14,30	600	1

Fig. 898 zeigt die Anwendung der Pumpe als Brunnenpumpe. Die Pumpe ſelbſt iſt in den Brunnen eingebaut und auf ihrer Hebelachſe ein zweiarmiger Hebel befeſtigt. Auf dem Brunnendeckel iſt ein Ständer für eine Doppelſchwinge aufgeſtellt. Der Pumpenhebel wird mittelſt zweier Zugſtangen mit der Doppelſchwinge verbunden, ſo daß er deſſen Bewegung mitmachen muß.

Die Transmiſſionspumpen

unterſcheiden ſich von den Handpumpen nur dadurch, daß die Kolbenſtange durch Zahnrad-, Kurbelantrieb oder auf andere Weiſe mechaniſch bewegt wird. Allerhand Pumpen können als Transmiſſionspumpen Verwendung finden. Es ſind aber auch beſondere Pumpenarten für den mechaniſchen Antrieb hergeſtellt worden. Sie ſind faſt alle als doppelt wirkende Pumpen gebaut.

Die Kaliforniapumpe, welche in Fig. 899 im Schnitt und Fig. 900 im Grundriß dargeſtellt iſt*), wird vielfach für Förderungen mittlerer Waſſermengen als Transmiſſionspumpe gebaut. Die Pumpe zeichnet ſich beſonders durch ihre gedrängte Anordnung und die leichte Zugänglichkeit der Ventile aus. In dem horizontalen Cylinder C bewegt ſich der Kolben K, deſſen Kreuzkopf in einer cylindriſchen Geradführung läuft. An dieſem Kreuzkopf greift die Zugſtange J an und ſetzt die Drehbewegung der Riemenſcheibe durch die Kurbel E in eine hin- und hergehende Bewegung um. Dadurch, daß die Kurbelwelle hinter dem Cylinder gelagert iſt, wird die geſammte Anordnung eine gedrängte. Oberhalb des Cylinders liegt der Saugraum, welcher durch die Ventile V V abgeſchloſſen iſt. Den Dru

*) Die Figur und die Angaben ſind dem Werke von Prof. K. Hartmann, „Die Pumpen“ entnommen.

raum schließen die Ventile WW ab, und über ihm erhebt sich der Windkessel M. Letzterer bildet einen hohlen Cylinderaufsatz, welcher mittelst zweier Schrauben mit

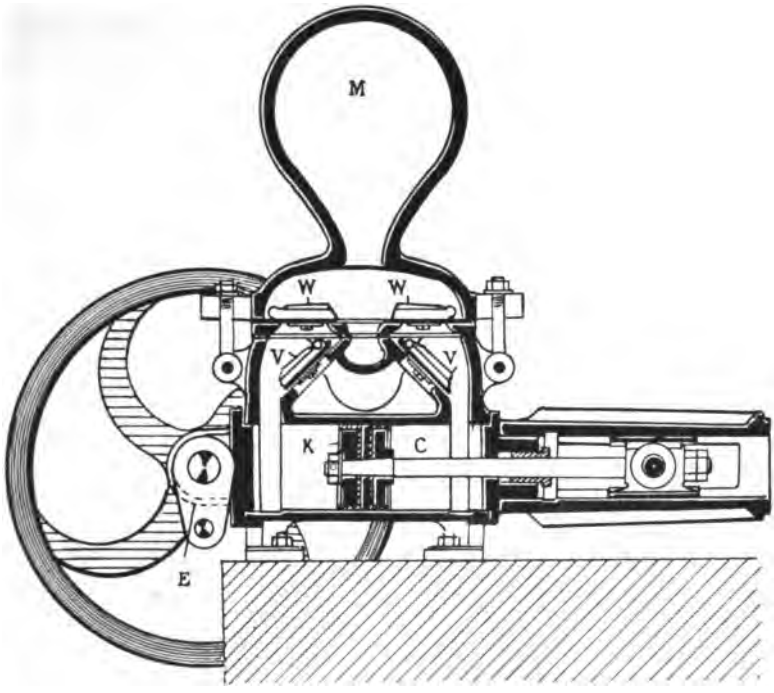


Fig. 899.

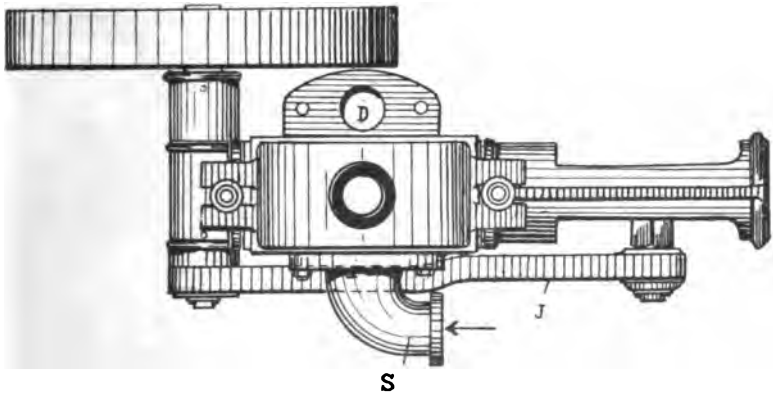


Fig. 900.

der Pumpe vereinigt ist. Nach Abnahme des Aufsatzes sind alle Ventilklappen zugänglich. Die Ledertheile der Druckklappen WW sind aus einer rechteckigen

Lederklappe durch bloße Einschnitte gebildet, während der äußere Rand dieser Lederklappe zugleich als Dichtungsmaterial für den Aufsatz dient. Die Saugleitung S schließt auf einer Seite, die Druckleitung D auf der anderen Seite des Cylinders an.

Der Windkessel M hat den Zweck, Stöße, die in der Druckleitung durch Bewegung des Wassers auftreten und Brüche verursachen, zu verhüten. Wenn sich nämlich das Wasser in der Rohrleitung plötzlich staut, was schon durch zu schnellen Schluß der Ventile geschehen kann, so findet es nach dem Windkessel hin einen Ausweg, und indem es die Luft in demselben zusammendrückt, nimmt der Windkessel, wie ein Luftpuffer, die Stöße auf. Beim Nachlassen des außergewöhnlichen Druckes in der Leitung dehnt sich auch die Luft im Windkessel wieder aus und drückt das überflüssige Wasser in die Leitung zurück.

Die bildliche Darstellung einer Kaliforniapumpe, wie sie von Weise & Monski in Halle a. S. gebaut wird, zeigt Fig. 901. Auf einer gußeisernen Fundamentplatte ist der Pumpencylinder aufgeschraubt. Ebenso die Lager für

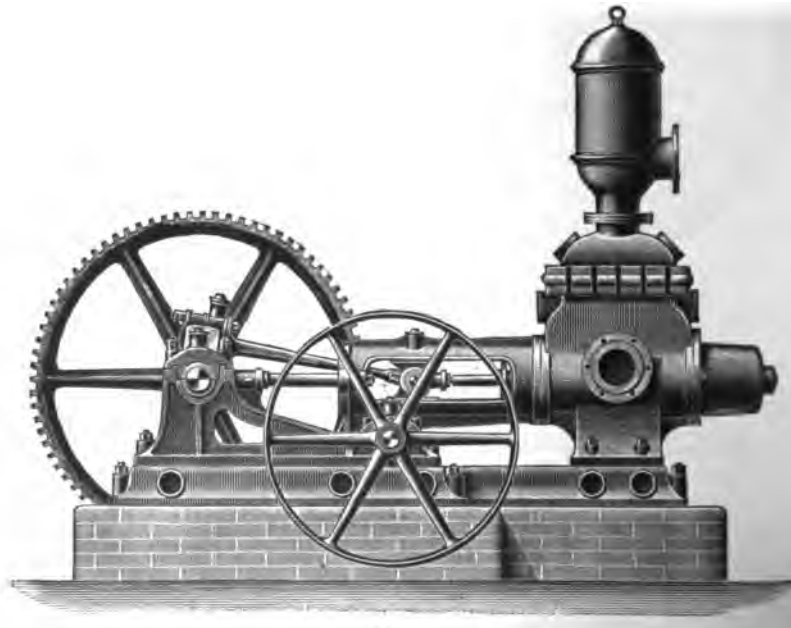


Fig. 901.

die Antriebswelle und die für die Kurbelwelle. Beide Wellen sind vor dem Cylinder der Pumpe gelagert. Die Antriebswelle zunächst; sie wird durch feste und lose Scheiben mittelst Riemen in Drehung versetzt. Ihre Bewegung wird durch ein Zahnradvorgelege auf die Kurbelwelle übertragen. Ein derartiger Antrieb durch Vorgelege ist indessen nur bei Druckhöhen über 20 m gebräuchlich. Die nachfolgende Tabelle giebt die Größen und die Leistungen der Pumpen an, wie sie von der Fabrik gebaut werden:

Nummer der Pumpen	281	282	283	284	285	286	287
Durchmesser des Pumpencylinders in mm	110	130	150	180	200	220	250
Kolbenhub in mm	260	260	330	400	400	400	450
Maximalleistung in Litern in der Minute	250	350	450	650	800	950	1200
Durchmesser des Saugrohres in mm . .	90	90	125	150	150	150	175
„ „ Druckrohres „ „ . .	80	80	100	125	125	125	150
Gewicht der Pumpe in etwa kg	800	900	1100	1400	1500	1600	1850

Eine stehende Pumpe, welche durch Exenter angetrieben wird, ist nach Ausführung von A. L. G. Dehne in Halle a. S. durch Fig. 902 im Schnitt und Fig. 903 in Ansicht wiedergegeben. Der Pumpencylinder baut sich auf einem Rohrstutzen als Fuß auf. Unmittelbar auf dem Cylinder ist die Geradführung für die

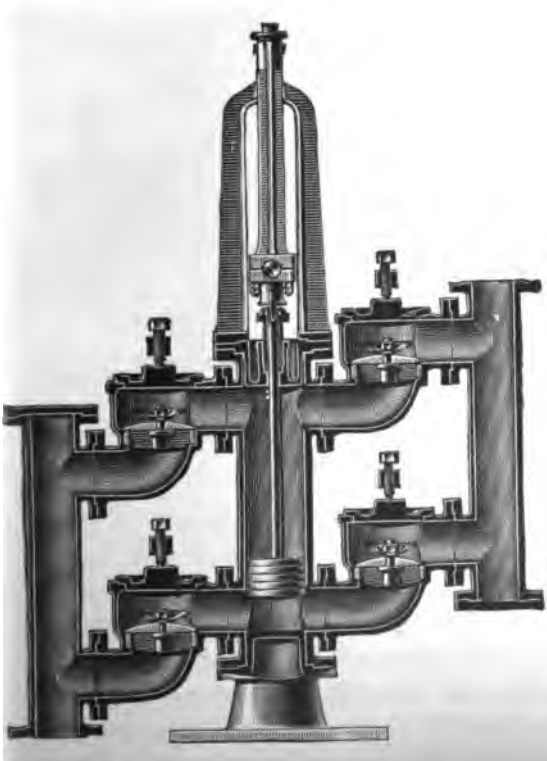


Fig. 902.

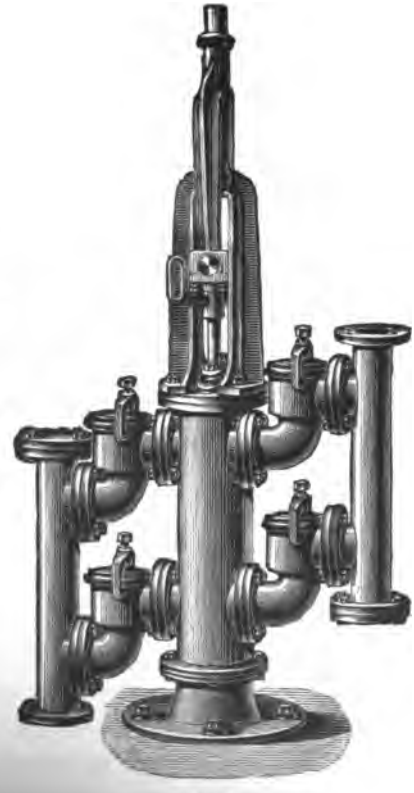


Fig. 903.

Kolbenstange befestigt. Die Saug- und Druckleitungen zweigen von beiden Enden des Cylinders nach beiden Seiten hin ab, die Saugleitung nach unten abfallend, die Druckleitung nach oben aufsteigend. Innerhalb der Leitung sind die beiden Saugventile und die beiden Druckventile untergebracht. Alle vier bestehen aus Gummiplatten. Für größere Förderhöhen werden an Stelle der Gummiplatten Metallventile benutzt.

Zum Antrieb der Pumpe ist auf der Transmissionswelle ein Exenter befestigt. Dieses greift — wie die Ansicht Fig. 903 erkennen läßt — mit seiner Stange an dem Kreuzkopf der Kolbenstange an. Die Verbindung zwischen beiden muß eine lösbare sein, damit die Pumpe jeder Zeit außer Betrieb gesetzt werden kann. Es wird deshalb ein Keil mit Handgriff zur Herstellung der Verbindung zwischen Exenterstange und Kolbenstange benutzt. Wird der Keil herausgezogen, so bewegt sich der Kreuzkopf am Ende der Exenterstange frei auf der Kolbenstange hin und her, ohne sie mitzunehmen. Wird die Verbindung durch den Keil wieder hergestellt, dann öffnet sich mit Anheben des Kolbens das untere Saugventil und das obere Druckventil. Beim Niedergange des Kolbens wird das obere Saugventil und das untere Druckventil zur Wirkung gebracht. Der Antrieb der Pumpen kann natürlich auch durch Riemenscheibe oder durch Rädervorgelege erfolgen. Die Fabrik baut die Pumpen in Größen und für Leistungen entsprechend nachfolgender Tabelle:

Leichtes Modell für Förderhöhen bis 10 oder 15 m.

Kolben-		Maximal-		Weite der Anschlußrohre
Durchmesser	Hub	Tourenzahl in der Minute	Leistung in der Stunde	
mm	mm		cbm	mm
80	130	90	6	50
100	130	80	8	60
150	200	70	25	100
200	300	45	45	150
300	400	40	120	200
400	600	30	240	300
400	800	25	270	350

Schweres Modell für Förderhöhen bis 30 oder 40 m.

Kolben-		Maximal-		Weite der Anschlußrohre
Durchmesser	Hub	Tourenzahl in der Minute	Leistung in der Stunde	
mm	mm		cbm	mm
65	130	90	4	40
80	160	70	6	50
100	200	60	10	60
125	250	55	18	80
150	300	45	25	100
175	350	40	35	125
200	400	40	54	150
250	500	38	100	200
300	600	30	125	250

Für unreine oder schlammige Flüssigkeiten werden derartige Pumpen von derselben Fabrik entsprechend Fig. 904 mit Plungerkolben gebaut. Die Pumpen können alsdann nur einfachwirkende sein, und es ist deshalb auch nur eine Saugleitung und eine Druckleitung mit je einem Ventil an dem Cylinder angeschlossen. Die Metallventile sind so einfach und glatt als möglich gebaut, damit die Wasserverunreinigungen ihre Bewegungen nicht hemmen. Sie haben einen pilzartig

abgedrehten Kopf und führen sich mit einem Stift in einer Büchse des Ventilgehäuses. Die Geradführung für die Kolbenstange ist die gleiche, wie bei der vorgenannten Pumpe.

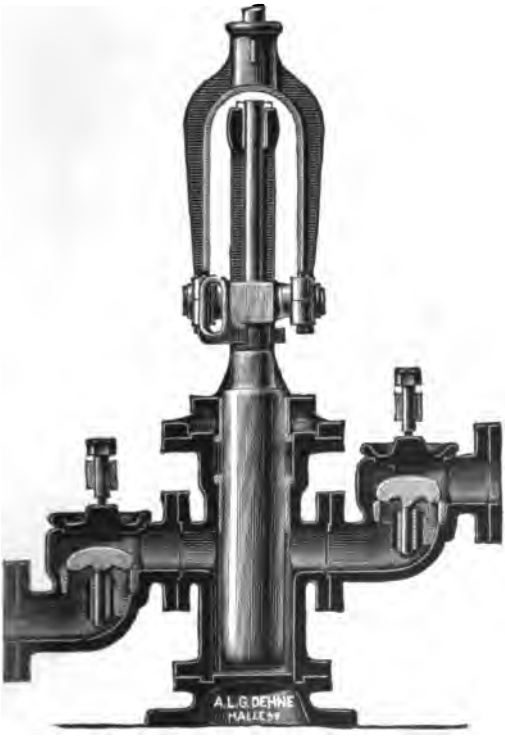


Fig. 904.

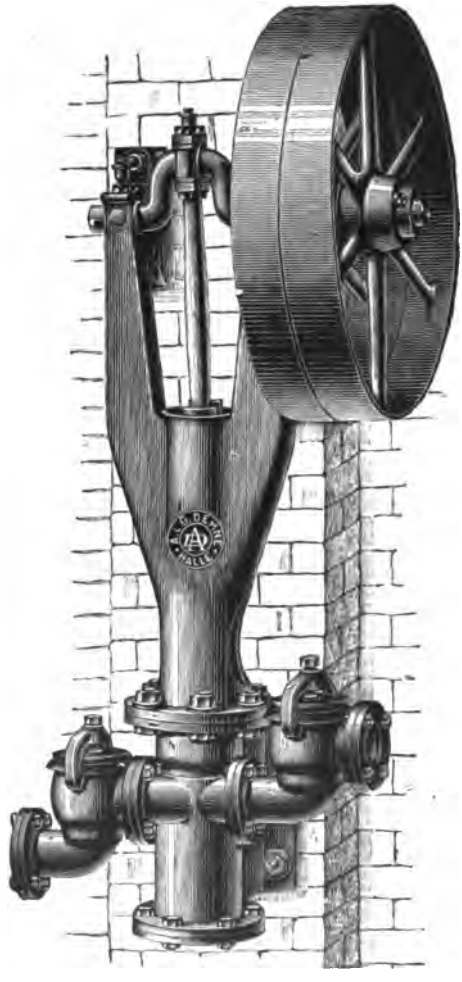


Fig. 905.

Eine Ausführungsform derselben Pumpe, wie sie von A. L. G. Dehne in Halle a. S. als Wandpumpe für Riemenbetrieb gebaut wird, zeigt Fig. 905. An den Pumpencylinder ist eine Fundamentplatte angegossen, mittelst welcher er gegen die Wand geschraubt wird. Auf den Cylinder setzt sich die Rundführung für die Kolbenstange auf. Sie gabelt sich nach oben in zwei Arme, welche in die Lager für die gekröpfte Kurbelwelle auslaufen. Die Lager werden durch besondere Füße gegen die Wand abgestützt. Fest- und Losscheibe gestatten es jederzeit, die Pumpe auszurücken. Gebaut werden die Pumpen von der Fabrik in den Größen und für Leistungen entsprechend folgender Tabelle:

Kolben-		Maximal-		Durchmesser der		Breite der Riemenscheiben
Durchmesser	Hub	Leistung pro Stunde	Tourenzahl	Saug- u. Druckrohre	Riemenscheiben	
mm	mm	Liter	pro Minute	mm	mm	mm
50	130	1200	90	30	500	70
65	160	2250	80	40	600	80
80	200	3300	60	50	800	100
100	250	6300	60	60	1000	120
125	300	10000	50	80	1200	150
150	350	15000	45	100	1500	180
175	400	20000	40	125	1800	200

Eine Plungerpumpe für ununterbrochenen Wasserstrahl ist nach Ausführungen von Weise & Monski in Halle a. S. in Fig. 906 dargestellt. Es ist eine Vereinigung von zwei Plungerpumpen, die auf ein gemeinschaftliches

Fig. 906.

Druckrohr wirken. Der hohle Pumpenständer setzt sich aus zwei stehenden Wasserrohren mit Verbindungskanal zusammen. Jedes der Rohre nimmt zwei Ventile für jede der beiden Pumpen auf. Die Kurbelwelle ist auf den Rohrständern gelagert und die Riemenscheiben sind zwischen beiden Lagern auf der Welle angebracht. An den Enden der Kurbelwelle sitzen — um 180° gegen einander versetzt — die Kurbeln. Ihre Bewegung wird durch Pleuelstangen, die am Boden der Plungerkolben angreifen, auf diese direkt übertragen. Die Plungerkolben sind hohl und nach oben offen. Die Verbindung von Pleuelstange und Plungerkolben haben wir bereits Band I, Seite 793 kennen gelernt. Sie wird dort gewählt, wo man an Höhe beim Aufbau der Maschine sparen will.

Die Verbindung zwiſchen Pleuelſtange und Plungerkolben wird von der Maſchinenfabrik Gritzner A.-G. in Durlach entſprechend Fig. 907 ausgeführt. Die Pleuelſtange läuft unten in eine Kugel aus, welche in einem entſprechenden Kugellager des Plungerkolbens gehalten wird. Die Unterſchale dieſes Lagers ſetzt ſich auf einem Zwiſchenboden im Plungerkolben auf. Die Oberſchale iſt an dem unteren Ende eines Rohrſtückes angedreht, das in dem Plungerkolben eingeſchraubt werden kann. Es iſt dadurch möglich, das Kugellager nachzuſtellen.

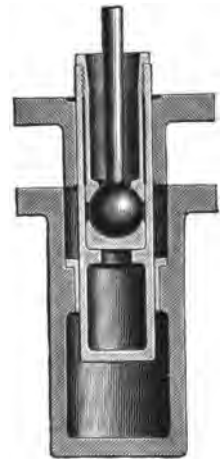


Fig. 907.

Bei dem Bau von doppeltwirkenden Plungerpumpen iſt man beſtrebt, beide Pumpen ſo nahe als möglich zuſammen zu bringen. Die Girardpumpe*) iſt eine ſolche Pumpe. Sie iſt in Fig. 908 im Längsſchnitt, in Fig. 909 im Grundriß und in Fig. 910 im Querſchnitt dargeſtellt. Beide Pumpencylinder haben einen gemeinſchaftlichen Taucherkolben, und es iſt deshalb auch nur eine Antriebsvorrichtung

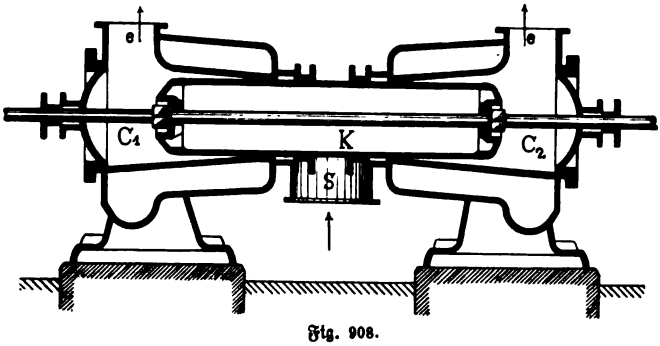


Fig. 908.

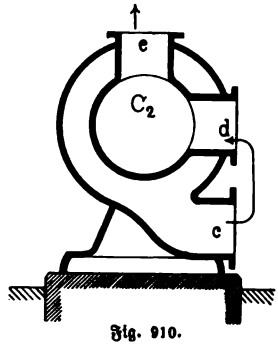


Fig. 910.

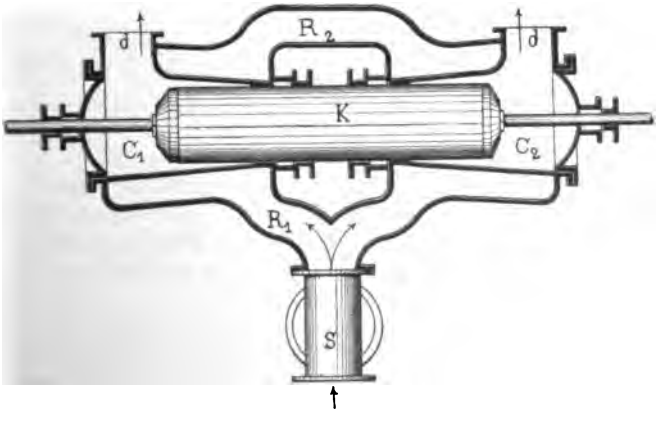


Fig. 909.

*) Die Figur und die Angaben ſind dem Werke von Prof. K. Hartmann, „Die Pumpen“ entnommen.

erforderlich. Die Cylinder C_1 und C_2, in denen der gemeinschaftliche Plungerkolben K sich führt, sind mit ihren Stopfbüchsen gegen einander gerichtet. Der Plungerkolben wird von einer Kolbenstange bewegt, die durch den Boden der Pumpencylinder C_1 und C_2 hindurch reicht. Die Cylinder sind nicht nur gegen den Fundamentrahmen, sondern auch gegen einander abgesteift. Dazu dienen die hohlen gußeisernen Balken R_1 und R_2, welche die Saug- und die Druckleitung mit einander verbinden. Das Saugrohr S schließt an den Balken R_1 an. Die Ventilkästen für die Saugventile werden gegen die Rohrstutzen c und d geschraubt, die Ventilkästen für die Druckventile gegen die Stutzen e.

Alle Plungerpumpen haben den Nachtheil, daß wegen der Stärke des Kolbens die Stopfbüchsendichtung eine schwierige ist. Wenn es schon schwer ist, die Stopfbüchse gut dicht zu halten, so ist es noch schwerer, zugleich auch die Reibungsverluste innerhalb der Stopfbüchse nicht so zu steigern, daß ein wesentlicher Kraftverlust entsteht.

Die sogenannten Una-Pumpen, welche die Maschinen- und Armatur-Fabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Pfalz) baut, stellt Fig. 911 dar. Bei ihr ist der Versuch gemacht, den gerügten Uebelstand dadurch

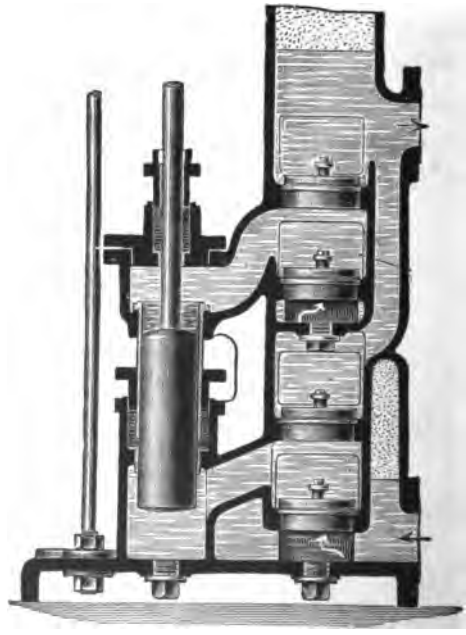


Fig. 911.

zu vermeiden, daß der ganze Plungerkolben innerhalb des Pumpengehäuses untergebracht wird. Die beiden über einander liegenden Pumpenstiefel sind durch einen Metallcylinder mit einander verbunden. In diesem Metallcylinder ist der Plungerkolben dicht eingepaßt. Er wird von der Kolbenstange bewegt, die durch den oberen Pumpenstiefel hindurch reicht. Für den Kolben selbst ist sonach bei dieser Pumpe eine Stopfbüchse nicht erforderlich, und es fallen deshalb

auch alle die Uebelstände fort, welche die Stopfbüchsendichtungen bei Plungerkolben mit sich bringen. Neben dem Pumpencylinder ist das Ventilgehäuse aufgestellt, in welchem die beiden Saug- und die beiden Druckventile über einander untergebracht sind.

Wie die bildliche Darstellung — Fig. 912 — zeigt, bildet das Ventilgehäuse zugleich auch den Ständer für die Antriebsvorrichtung. Ein paar Arme, welche die Lager der Antriebswelle tragen, sind an den Ständer direkt angegossen und sie werden von einer schmiedeeisernen Säule vorn nochmals abgestützt. Der Antrieb der Kurbelwelle erfolgt durch Riemenscheibe. Zur Geradführung der Kolbenstange dient ein Bock, der gegen den Pumpenständer geschraubt ist. Die nachfolgenden Tabellen geben die Hauptabmessungen und die Leistungen dieser Pumpen an, wie sie von der vorgenannten Fabrik gebaut werden:

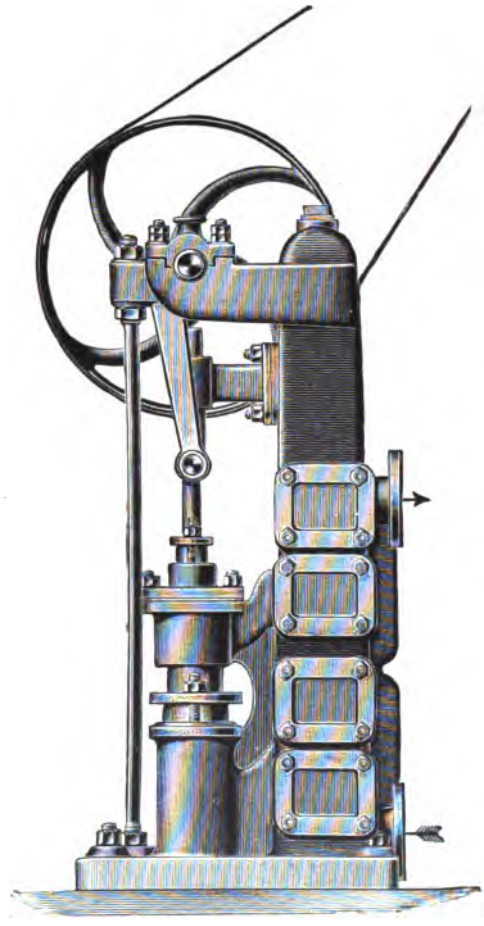


Fig. 912.

Unapumpen für einen Druck bis zu 10 Atmosphären = 100 m Förderhöhe (Speisepumpen).

Nummer	3	3a	4	4a	5	6
Ausreichend für Kesselheizfläche bis qm	200	275	350	420	470	620
Stündliche Leistung in cbm	6	8,2	10,7	12,5	14	18,6
Maximal-Tourenzahl in der Minute	115	105	95	80	70	65
Durchmesser des Plungers in mm	75	85	95	105	115	130
Hub in mm	120	135	150	165	180	200
Weite d. Saugstutzens in mm	60	70	80	80	90	100
Weite d. Druckstutzens in mm	50	60	70	70	80	90
Riemenscheiben-Durchmesser und -Breite in mm . . .	600/100	700/120	900/140	1000/160	1000/160	1200/180
Ungefähres Gewicht in kg	400	520	650	800	960	1160

Unapumpen für einen Druck bis zu 2, bezw. 4 Atmosphären = 20, bezw. 40 m Förderhöhe (Reservoirpumpen).

Nummer	3	3a	4	5
Maximale stündliche Leistung in cbm	14,8	19,5	25	33
Tourenzahl in der Minute	120	110	100	80
Durchmesser des Plungers in mm	110	125	140	165
Hub in mm	120	135	150	180
Weite des Saugstutzens in mm	90	100	125	125
Weite des Druckstutzens in mm	80	90	100	125
Riemenscheiben-Durchmesser und -Breite für 20 m Förderhöhe in mm	500/90	700/100	700/120	900/120
Riemenscheiben-Durchmesser und -Breite für 40 m Förderhöhe in mm	700/120	900/120	900/160	1100/180
Ungefähres Gewicht für 20 m Förderhöhe in kg	540	670	820	1060
Ungefähres Gewicht für 40 m Förderhöhe in kg	585	725	880	1120

Nummer	8	9	10	11
Maximale stündliche Leistung in cbm	40	54	78	115
Tourenzahl in der Minute	70	70	60	60
Durchmesser des Plungers in mm	185	215	250	300
Hub in mm	200	200	250	250
Weite des Saugstutzens in mm	150	150	175	200
Weite des Druckstutzens in mm	125	125	150	175
Riemenscheiben-Durchmesser und -Breite für 20 m Förderhöhe in mm	900/160	1000/160	1300/200	1800/220
Riemenscheiben-Durchmesser und -Breite für 40 m Förderhöhe in mm	1200/200	1600/200	—	—
Ungefähres Gewicht für 20 m Förderhöhe in kg	1350	1700	2400	2900
Ungefähres Gewicht für 40 m Förderhöhe in kg	1460	1980	–	–

Die Membranpumpe. Ist die zu fördernde Flüssigkeit sehr unrein oder handelt es sich um Flüssigkeiten, welche wie Säuren, Laugen und dergl. eine ätzende Wirkung auf Eisen ausüben, so verwendet man sogenannte Membranpumpen. Bei derartigen Pumpen ist die Saug- und Druckleitung durch eine elastische Membrane, gewöhnlich eine Gummiplatte, vollständig vom Pumpencylinder getrennt. Die Saug- und Druckwirkung des Kolbens wird dabei nicht direct, sondern durch Ausdehnung und Zusammenziehung der Membrane übertragen. Bei reinen Säuren verwendet man dabei auch Pumpen, deren Cylinder und Kolben mit Blei, Zinn oder von einem anderen Material bekleidet sind, welche von der zu fördernden Flüssigkeit nicht angegriffen werden.

Eine Membranpumpe nach Ausführungen von A. L. G. Dehne in Halle a. S. ist in Fig. 913 im Schnitt und in Fig. 914 in Ansicht dargestellt. Der Pumpencylinder ist nach unten gegen die Membrane hin offen und auf einen Untersatz aufgestellt, welcher die Saug- und Druckleitung und die dazu gehörigen Ventile enthält. Die Membrane besteht aus einer Platte von reinem Para-Gummi, sie ist zwischen den Flanschen des Cylinders und dem Pumpen-Untertheile eingespannt. Der Raum unterhalb der Membrane ist nach der Flüssigkeitsleitung hin siebartig durchbrochen, damit gröbere Unreinigkeiten von der Berührung mit der

Membran abgehalten werden. Die Pumpe ist eine Plungerpumpe. Um ihre Saug- und Druckwirkung bei möglichst geringem Arbeitsverlust auf die Membrane zu übertragen, wird der Pumpencylinder mit Wasser gefüllt. Die Luft ist an

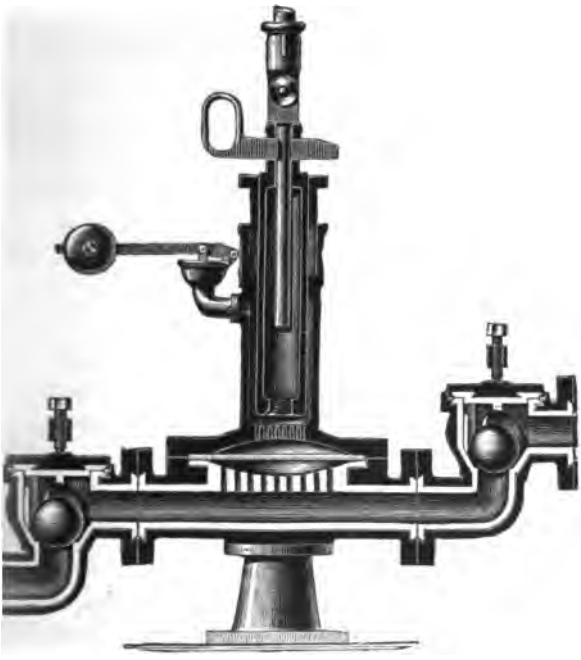


Fig. 913.

Fig. 914.

und für sich stark zusammendrückbar und würde deshalb die Bewegung des Pumpenkolbens nur schlecht auf die Membran übertragen. Viel geeigneter zu dieser Uebertragung ist das Wasser, welches sich nur wenig zusammendrücken läßt. Beim Auf- und Niederbewegen des Kolbens wird durch Vermittelung des Wassers die Membran vor- und zurückgedrängt und dabei eine saugende oder drückende Wirkung auf die Flüssigkeit unter ihr ausüben. Beim Ansteigen des Pumpenkolbens muß die Membrane sich nach oben wölben, dadurch wird eine Luftverdünnung unter ihr entstehen und Flüssigkeit durch das Saugventil aufsteigen. Beim Niedergange des Kolbens wird die Membran ebenfalls niedergedrückt und ein Theil der Flüssigkeit aus der Leitung durch das Druckventil fortgedrückt.

Der Pumpencylinder muß stets vollständig mit Wasser gefüllt sein. Zu diesem Zwecke ist ein besonderes Ventil an der Seite des Cylinders angebracht. Nachdem der Kolben in seine tiefste Stellung gebracht ist, wird durch das seitliche Ventil Wasser eingegossen, darauf wird das Ventil wieder geschlossen und durch einen Gewichtshebel belastet.

Als Saug- und Druckventile benutzt man fast ausschließlich Kugelventile, deren Kugeln aus Gummi gefertigt sind. Für unreine Flüssigkeiten sind Kugelventile am wenigsten empfindlich, und da ihre Sitzfläche eine außergewöhnlich kleine ist, so können sich Unreinigkeiten so leicht nicht festsetzen, wenigstens nicht in einem solchen Maaße, daß die Ventile undicht werden.

Den Untersatz der Membranpumpe sowie die Leitungsrohre kann man, wenn die Pumpe zum Fördern von Säuren oder Laugen bestimmt ist, mit einem widerstandsfähigen Material auskleiden. Bei der dargestellten Pumpe Fig. 913 lassen die weißen Linien die Auskleidung des Untertheiles erkennen. Die Fabrik baut die Membranpumpen in Größen entsprechend nachstehender Tabelle:

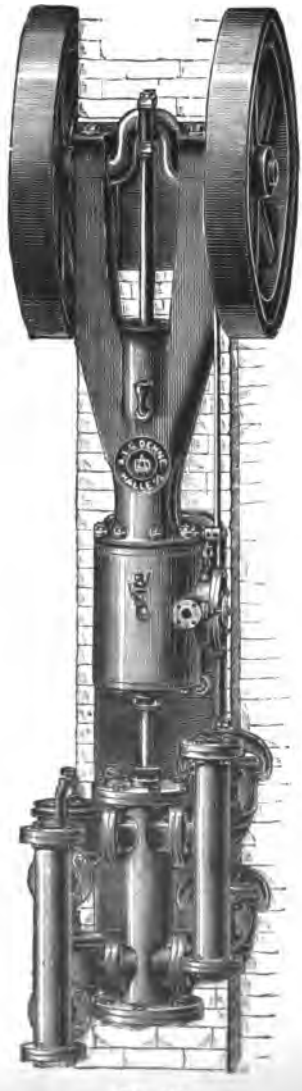


Fig. 913.

Kolben-		Maximal-		Durchmesser der Saug- und Druckrohre
Durchmesser mm	Hub mm	Leistung in der Stunde Liter	Tourenzahl in der Minute	mm
50	130	1000	80	30
65	160	1800	70	40
80	200	2900	60	50
100	250	4700	50	60
125	300	7000	40	80
150	350	9000	30	100

Die Dampfpumpen. Sobald der Antrieb einer Pumpe von der Dampfmaschine aus direkt erfolgt, so wird die vereinigte Maschine als Dampfpumpe bezeichnet. Die einfachste Anordnung einer Dampfpumpe ist die, wie wir sie bei den Dampfmaschinen Fig. 622 bereits für eine Luftpumpe kennen gelernt haben. Der Kolben ist dabei auf der verlängerten Kolbenstange der Dampfmaschine befestigt.

Eine Dampfpumpe, wie sie A. L. G. Dehne in Halle a. S. als Wandpumpe ausführt, ist in Fig. 915 dargestellt. Der Dampfcylinder trägt auf seinem Deckel eine Rundführung, welche sich nach oben gabelt, um die Lager der Kurbelwelle aufzunehmen. Eine einfache Schiebersteuerung ist für die Dampfmaschine vorgesehen. Unterhalb des Dampfcylinders ist der Pumpencylinder so angeordnet, daß die durch den Boden des Dampfcylinders hindurchgeführte Kolbenstange zugleich als Kolbenstange für die Pumpe dienen kann. Der Hub der Pumpe muß alsdann ebenso groß sein als der der Dampfmaschine. Bei der dargestellten Dampfpumpe ist eine Pumpe zur Anwendung gekommen, wie sie Seite 791 beschrieben wurde.

Wird die Anordnung entgegen der vorbesprochenen Dampfpumpe getroffen, sodaß die Stopfbüchsenseiten des Dampfcylinders und des Pumpencylinders einander zugekehrt werden, dann können ebenfalls beide Kolben auf einer gemeinschaftlichen Kolbenstange sitzen, der Hub des Dampfkolbens ist aber nicht ohne Weiteres begrenzt. Erst wenn man die hin- und hergehende Kolbenstange mit einer Kurbel in Verbindung bringt, wird durch dieses Zwischenglied die Kolbenbewegung wieder begrenzt. Das Schwungrad der Kurbelwelle hilft dabei dem Kolben über seine Endpunktstellungen hinweg. Solche Pumpen werden als Dampfpumpen mit Drehbewegung bezeichnet; die Drehbewegung wirkt hierbei nur als Hilfsdrehung. — Dieser Pumpenart stehen die Dampfpumpen ohne Drehbewegung gegenüber. Bei ihnen wird der Hub des Dampfkolbens durch die Steuerung der Dampfmaschine begrenzt. Er kann deshalb mit dieser verändert werden. Je nachdem man nämlich die Umsteuerung früher oder später eintreten läßt, wird auch der Dampfkolben früher oder später seine Rückwärtsbewegung beginnen. Weil aber der Pumpenkolben die Bewegung des Dampfkolbens mitmacht, so kann bei diesen Pumpen durch die Hubänderung ihre Leistung geändert werden.

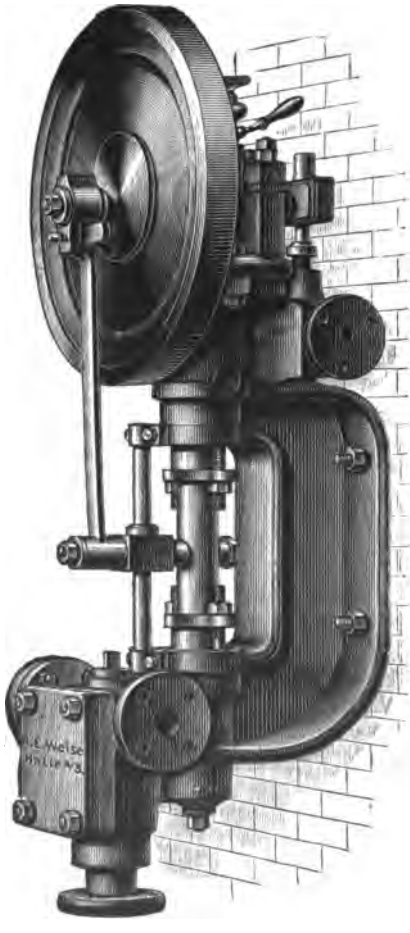


Fig. 916.

Dampfpumpen mit Drehbewegung. Die Drehbewegung kann in der verschiedensten Weise auf die Dampfpumpe übertragen werden, und es sind deshalb auch die mannigfaltigsten Ausführungen solcher Pumpen in Gebrauch.

Eine Wanddampfpumpe, wie sie Weise & Monski in Halle a. S. baut, stellt Fig. 916 dar. An dem consolartigen Wandgestell ist unten die Pumpe und oben der Dampfcylinder direkt angegossen; die Stopfbüchsen beider sind einander zugekehrt. Die Kolbenstange der Dampfmaschine ist von einer solchen

Stärke, daß ihr unteres Ende als Plungerkolben der Pumpe dienen kann. Die Hilfsdrehung wird von einer Schubstange übertragen, die einerseits an einer Kurbel des Schwungrades, anderseits an einem Gleitkopf angreift, der an der gemeinschaftlichen Kolbenstange sitzt und sich auf einer ihr parallelen Stange führt. Die Schwungradwelle lagert hier oberhalb des Dampfcylinders. Durch sie wird auch der Steuerschieber der Dampfmaschine bewegt, die eine doppeltwirkende ist. Die Pumpe ist eine einfachwirkende.

Nach Angaben der Fabrik haben sich diese Dampfpumpen, welche auch liegend ausgeführt werden, wegen ihres geringen Raumbedarfs als Speisepumpen auf Dampfschiffen eingebürgert. Folgende Tabelle giebt die Abmessungen und Leistungen dieser Pumpe:

	Einfachwirkend				Doppeltwirkend		
Nummer der Pumpen	1	2	3	5	4	6	7
Durchmesser des Dampfcylinders in mm	65	85	115	120	115	130	140
Durchmesser des Pumpencylinders in mm . . .	30	45	60	65	60	65	75
Kolbenhub in mm	65	80	100	150	100	150	200
Umdrehungen in der Minute	240	180	160	110	120	110	85
Ungefähre Leistung in Litern in der Minute . .	10	20	40	50	60	100	135
Durchmesser des Saugrohres in mm	20	33	45	60	45	60	65
Durchmesser des Druckrohres in mm	20	33	45	60	45	60	65
Durchmesser des Dampfzuführungsrohres in mm	13	13	16	16	16	16	20
Durchmesser des Dampfaustrittsrohres in mm .	16	16	20	20	20	20	33
Gewicht der completten Pumpen ca. kg	70	120	200	280	260	360	500

Eine stehende Dampfpumpe, bei der die Schwungradwelle am Fuß des Gestells lagert, zeigt Fig. 917 in Ansicht und Fig. 918 im Schnitt.*) An einem Ständer ist oben ein Dampfcylinder C_1 und in seiner Verlängerung unten ein Pumpencylinder C_2 so angebracht, daß beide ihre Stopfbüchsen gegen einander kehren. Die Kolbenstange K_1 der Dampfmaschine und der Plungerkolben K_2 der Pumpe sind mittelst der Keile k_1 und k_2 mit einem hülsenartigen Zwischenstück lösbar verbunden. Seitlich setzt sich an dasselbe das Gleitstück G an, welches zwischen den Führungsschienen F sich führt. Die Bewegung der Kolbenstange wird mittelst der Zugstange Z, welche einerseits an dem Gleitstück G, anderseits an einem Kurbelzapfen der Kurbelscheibe E anfaßt, auf die Schwungradwelle W übertragen. Der Umfang der Kurbelscheibe ist excentrisch abgedreht, damit sie zugleich zur Aufnahme eines Excenterringes sich eignet, von dem aus der Schieber der Dampfmaschine gesteuert werden soll.

*) Pechan, „Leitfaden des Maschinenbaues".

Die Steuerung des Dampfcylinders ist wie bei einer einfachen Dampfmaschine eine Schiebersteuerung. Von der Schieberstange wird ein Muschelschieber bewegt, welcher den Dampf bald unterhalb, bald oberhalb des Kolbens

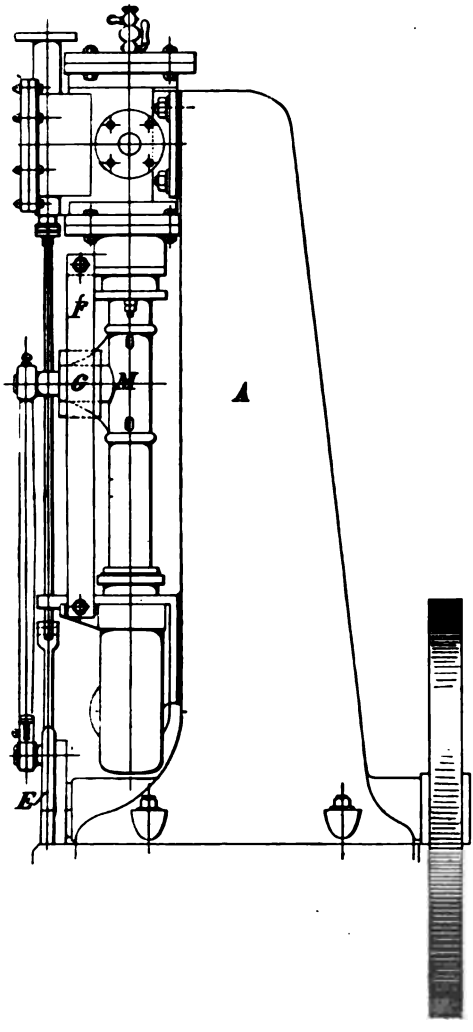


Fig. 917.

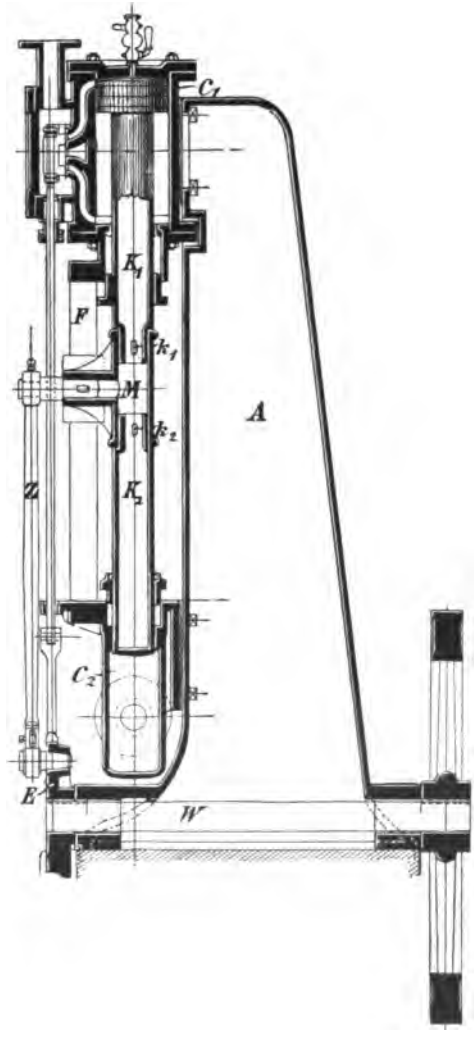


Fig. 918.

in den Cylinder einleitet. Der Dampfkolben macht mit dem Kolben des Dampfcylinders die gleiche Bewegung mit. Die Bewegung beider wird aber durch die Kurbelscheibe E beeinflußt, an welcher die Zugstange Z angreift. Durch das Schwungrad wird die Gleichmäßigkeit der Bewegung gesichert.

Soll der einseitige Angriff der Schubstange, wie die vorgenannten Dampfpumpen ihn haben, vermieden werden, so verwendet man gegabelte Schubstangen, wie eine solche nach Ausführungen der Maschinenfabrik Gritzner A.-G. in Durlach Fig. 919 darstellt. Bei dem Angriff zweier Schubstangen an zwei gegenüber liegenden Stellen der Kolbenstange wird diese stets in der Richtung ihrer Achse geführt und die Stopfbüchse, in welcher die Kolbenstange läuft, kann nicht so leicht durch seitliche Drücke einseitig abgenutzt werden. Beide Schubstangen müssen auch einen gemeinschaftlichen Kurbelzapfen umgreifen. Sehr vortheilhaft wird diese Anordnung noch dadurch, daß die Schubstangen die Kurbelwelle mit einem gemeinsamen, recht langen Lager umfassen. Dadurch wird die Führung der Schubstangen und ihre gleichmäßige Bewegung gesichert, weil ihre Entfernung von einander sich nicht ändern kann. Wegen seiner großen Auflagefläche ist auch ein solches Lager der Abnutzung weniger ausgesetzt. Für kleine Pumpen wird das Lager aus Rothguß, für große aus Gußeisen, welches mit Weißmetall ausgegossen wird, gefertigt.

Fig. 919.

Eine stehende Dampfpumpe mit gegabelter Schubstange ist nach Ausführung der vorgenannten Fabrik in Fig. 920 dargestellt. Der Dampfcylinder ist oben auf dem gußeisernen Ständer aufgeschraubt und vorn durch eine schmiedeeiserne Säule unterstützt. Der Pumpencylinder ist an dem unteren Theile des Ständers angegossen. Unmittelbar unter dem Pumpencylinder ruht die Schwungradwelle in Lagern, welche ebenfalls an den Ständer angegossen sind. Die gegabelte Schubstange greift einerseits an einem Kreuzkopf an, der beide Kolbenstangen mit einander verbindet, anderseits an dem Krummzapfen der Schwungradwelle, der von dem Lager der Schubstange auch seiner Länge nach vollständig überdeckt wird, wodurch die Schubstange seitlich nicht ausweichen kann. Das Schwungrad ist auf einem Ende der Schwungradwelle aufgesteckt.

Diese Pumpen werden von der Fabrik besonders als Kesselspeisepumpen empfohlen und in Größen sowie für Leistungen entsprechend der nachstehenden Tabelle ausgeführt:

Nummer der Pumpe	1	2	3	4	5	6	7	8
Durchmesser des Plungers in mm	40	50	60	70	80	100	125	150
Durchmesser des Dampfcylinders in mm	65	80	95	110	130	150	175	200
Kolbenhub in mm	60	80	100	120	140	160	200	250
Tourenzahl in der Minute	150	140	130	120	110	100	85	70
Leistung in der Minute in Litern	10	20	33	50	70	110	185	280
Größe des zu speisenden Kessels in qm	20	40	66	100	140	220	370	560
Durchmesser der Saug- und Druckrohre in mm	35	40	50	60	70	80	100	125
Durchmesser des Dampfeinströmrohres im mm	15	15	20	20	25	30	35	40
Durchmesser des Abdampfrohres in mm	20	22	25	25	30	35	40	50

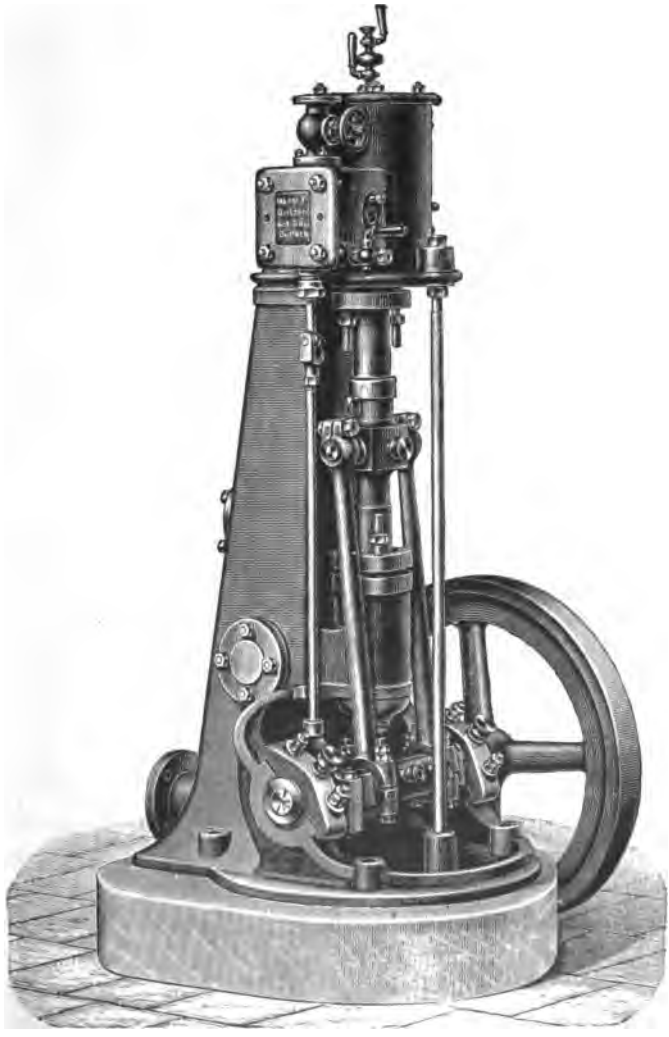


Fig. 920.

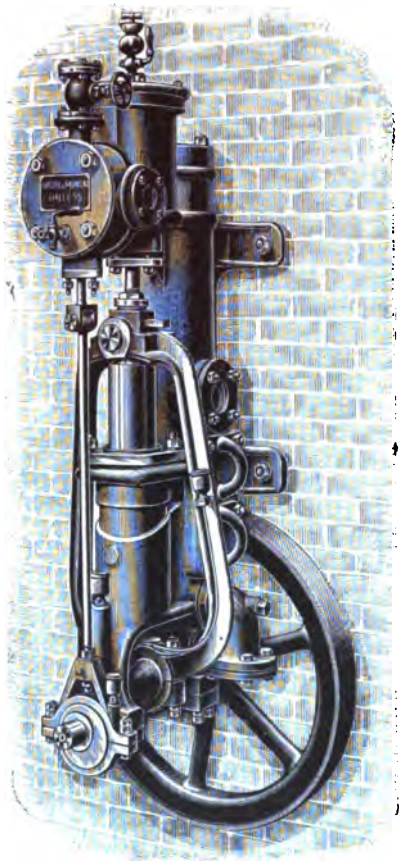


Fig 921.

Bei der Wanddampfpumpe von Weise & Monski in Halle a. S., welche Fig. 921 darstellt, ist eine gegabelte Schubstange anderer Art zur Anwendung gekommen. Es bildet diese Schubstange einen geschlossenen Bügel, welcher an seinem unteren Ende mit einem Lager versehen ist, das die Kurbel umgreift. An seinem oberen Ende ist er durch einen Gelenkbolzen mit der Kolbenstange verbunden. Die Schubstange macht sonach eine schwingende Bewegung parallel zur Wand, an der die Dampfpumpe befestigt ist. Der Dampfcylinder ist oben, der Pumpencylinder unten an dem Wandgestell angebracht. An seiner tiefsten Stelle trägt das Gestell die Lager für die Kurbelwelle, auf deren zur Wand gerichteten Ende das Schwungrad sitzt. Die Pumpenventile sind in der Wandplatte untergebracht. Für Leistungen bis zu 200 Liter in der Minute werden die Pumpen als einfach wirkende und für Leistungen bis 380 Liter als doppelt wirkende ausgeführt.

Eine Zwillingsdampfpumpe mit gegabelten Schubstangen ist nach Ausführungen von A. L. G. Dehne in Halle a. S. in Fig. 922 dargestellt. An dem aufrecht stehenden Ständer sind oben die beiden Dampfcylinder angebracht und mittelst einer schmiedeeisernen Säule gegen den Ständer nach unten hin abgestützt. Die Glieder der Plungerpumpen sind an dem unteren Theil des Ständers angegossen. Beide Dampfpumpen sind als getrennte Maschinen ausgeführt, welche aber gemeinschaftliche Saug- und Druckrohrleitung haben, sodaß sie zusammen eine doppelt wirkende Dampfpumpe bilden. Die gemeinschaftliche Kurbelwelle lagert auf dem unteren Theile des Gestells und ihre versetzten Krummzapfen schwingen durch muldenförmige Vertiefungen derselben. Zwei U-förmige Schubstangen übertragen die Bewegung der Kurbelwelle auf die beiden Kolbenstangen. Sie umgreifen mit einem Lager an ihrem unteren Ende den Krummzapfen und mit je einem Lager an den freien Enden ihrer Gabelschenkel die Zapfen des Kreuzkopfes, die an der gemeinschaftlichen Kolbenstange des Dampfkolbens und Pumpenkolbens sitzen. Auf jedes Ende der Kurbelwelle ist eine volle Scheibe als Schwungrad aufgesteckt.

Diese Zwillingspumpe wird in Größen und für Leistungen entsprechend folgender Tabelle gebaut:

Durchmesser des		Kolbenhub	Maximal-		Durchmesser der			
Pumpen-kolbens	Dampf-kolbens		Tourenzahl	Leistung	Saugrohre	Druckrohre	Dampf-Zuleitung	Dampf-Ableitung
mm	mm	mm	in der Minute	Liter in der Stunde	mm	mm	mm	mm
40	65	60	180	1500	35	30	15	20
50	80	80	160	2700	45	40	20	25
65	100	100	140	5000	60	50	20	30
80	125	130	120	8500	80	65	25	40
100	150	160	100	13500	90	80	30	50
125	175	200	80	20000	110	100	35	60
150	200	250	70	34000	135	125	40	70

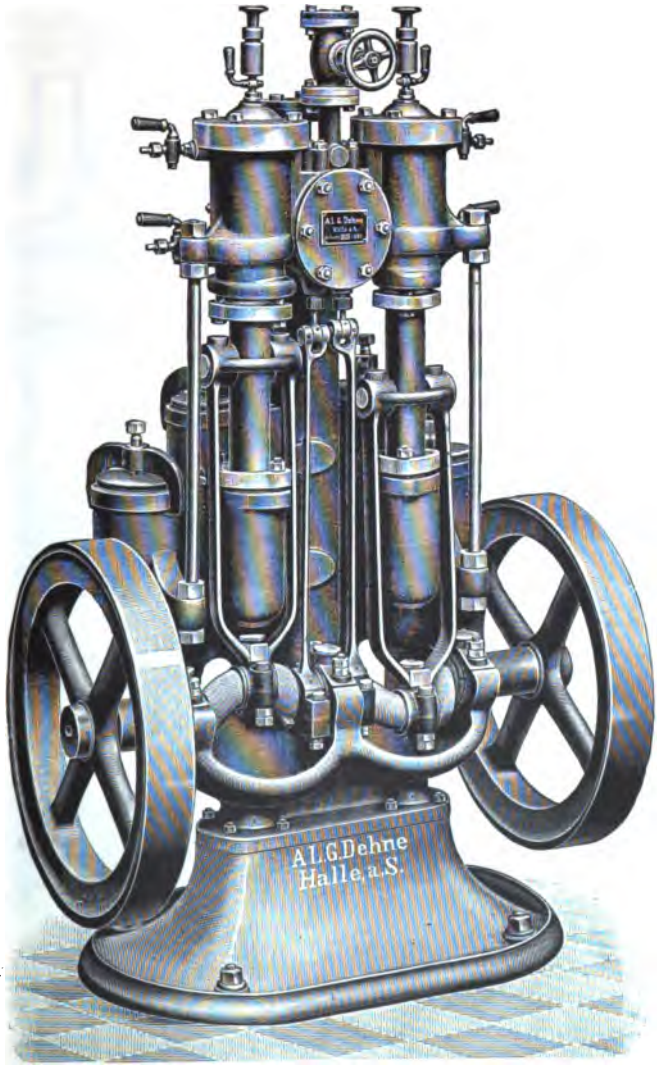


Fig. 922.

Bei den bisher besprochenen Dampfpumpen mit Hilfsdrehungen war die Kurbelwelle entweder über oder unter der Maschine angeordnet. Es kann aber auch die Kurbelwelle zwischen dem Dampfcylinder und dem Pumpencylinder gelagert werden. In diesem Falle können natürlich die Kolbenstangen nicht mehr direkt in gerader Richtung mit einander verbunden werden, sie müssen vielmehr um die dazwischen liegende Kurbelwelle herumgeführt werden. Ein Mittel, um dies zu erreichen, haben wir bereits Band I, Seite 816 ff. dieses Werkes kennen gelernt und zwar wurde die Kurbelschleife dazu benutzt.

Eine Dampfpumpe mit Kurbelschleife zeigt Fig. 923 im Aufriß und Fig. 924 im Grundriß.*) Der Dampfcylinder C_1 und der Pumpencylinder C_2 sind an dem hohlen Fundamentrahmen F so angeschraubt, daß ihre Stopfbüchsen

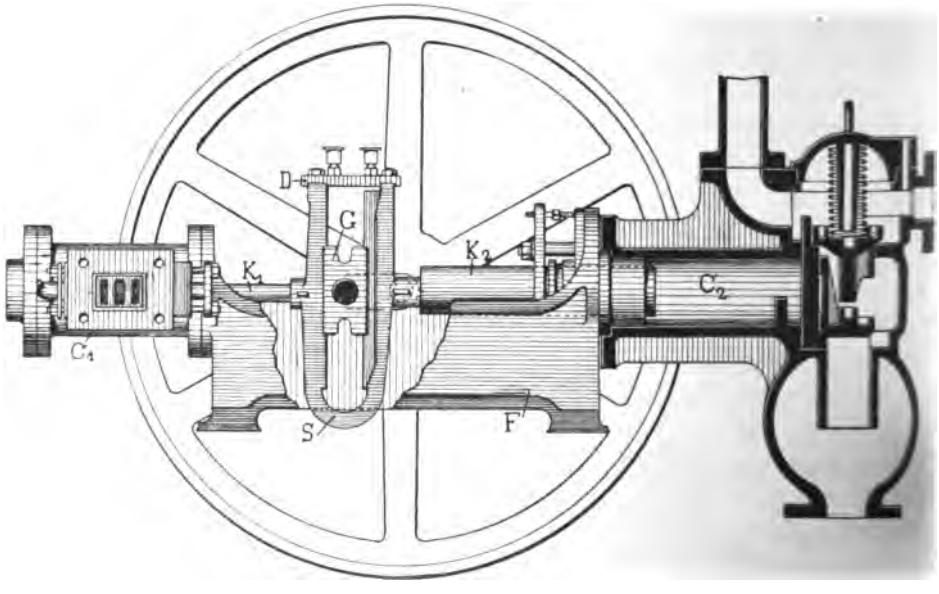


Fig. 923.

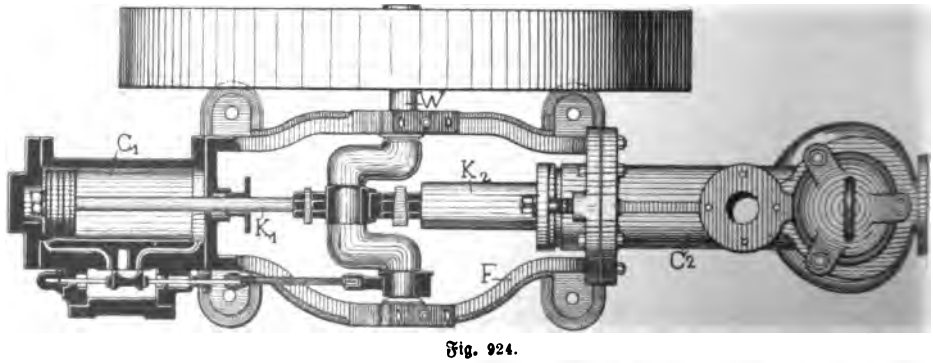


Fig. 924.

*) Die Figur und die Angaben sind dem Werk von Prof. K. Hartmann, „Die Pumpen“, entnommen.

gegen einander gerichtet sind. Zwischen beiden Cylindern lagert quer zu ihrer Achsenrichtung die Kurbelwelle W. Zur Verbindung der beiden Kolbenstangen K_1 und K_2 wird eine Kurbelschleife S benutzt, deren Wangen die Führungsbahn bilden für einen Gleitschuh G, der als Lager der Kurbelschleife den Kurbelzapfen umgreift. Bei einer Hin- und Herbewegung der Kolbenstange wird dabei deren Bewegung durch die Kurbelschleife auf die Kurbel übertragen; während der Gleitschuh zwischen den Wangen der Kurbelschleife auf- und niedergleitet. Die beiden Wangen der Kurbelschleife werden an ihrem offenen Ende durch ein Querstück D zusammen gehalten. Die Verbindung zwischen den Kolbenstangen und der Kurbelschleife ist gewöhnlich eine Keilverbindung. Da derartige Pumpen nur einen geringen Raum beanspruchen, so findet man sie häufig angewendet.

Die liegende Dampfpumpe der Maschinenfabrik Gritzner A.-G. in Durlach, welche in Fig. 925 dargestellt ist, zeigt eine ähnliche Anordnung. Der Dampfcylinder und der Pumpencylinder sind ebenfalls an den Enden eines länglichen

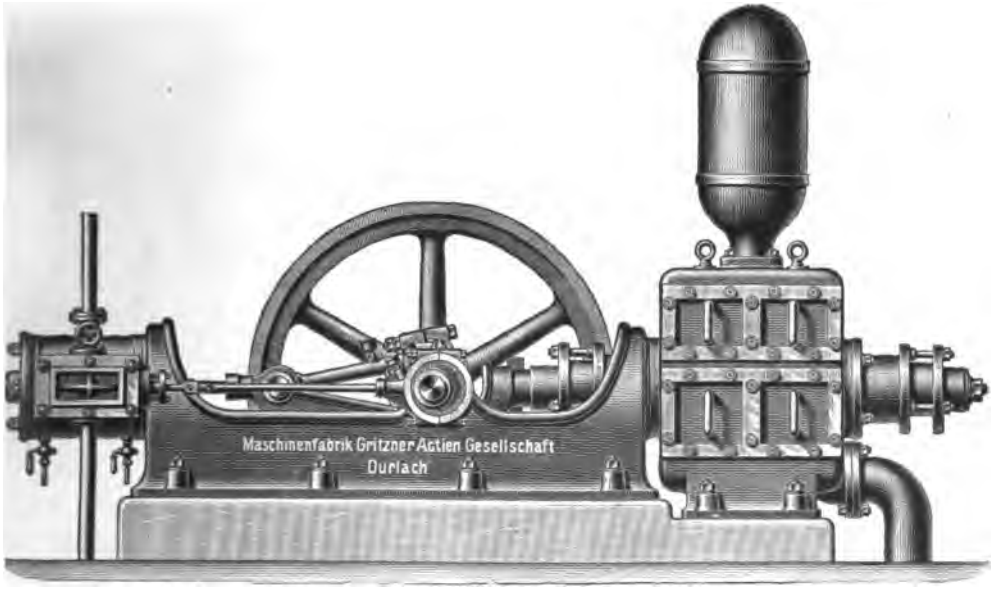


Fig. 925.

Fundamentrahmens angebracht, und die Kurbelwelle lagert zwischen beiden Cylindern auf dem Rahmen und quer zu demselben. Zur Verbindung beider Kolbenstangen ist ein muldenförmig nach unten gekröpftes Zwischenstück benutzt, über welches die Kurbel frei hinweg schwingen kann. Die Kolbenbewegung wird von einer Schubstange auf die Kurbelwelle übertragen, welche einerseits den Krummzapfen der Kurbelwelle angreift, anderseits gelenkartig mit dem Zwischenstück an der Stelle verbunden ist, wo die Kolbenstange des Dampfkolbens sich anschließt. Die Pumpe selbst ist eine doppelt wirkende Plungerpumpe. Derartige Pumpen werden von der Fabrik in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Nummer der Pumpe	3	4	5	6	7	8	9	10
Durchmesser des Plungers in mm	75	85	95	115	140	160	185	210
Durchmesser des Dampfcylinders in mm	95	110	130	150	175	200	225	250
Kolbenhub in mm	100	120	140	160	200	250	300	350
Tourenzahl in der Minute	130	120	110	100	85	70	65	60
Leistung in der Minute ca. Liter	66	100	140	220	370	560	840	1180
Durchmesser des Saugrohres in mm	60	70	80	90	125	150	175	200
Durchmesser des Druckrohres in mm	50	60	70	80	100	125	150	175
Durchmesser des Dampf-Einströmrohres in mm	20	20	25	30	35	40	45	50
Durchmesser des Abdampfrohres in mm	25	25	30	35	40	50	60	60

Einen geschlossenen Bügel als Zwischenstück für beide Kolbenstangen verwendet die Maschinen- und Armatur-Fabrik, vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Pfalz), wie die in Fig. 926 dargestellte Dampfpumpe zeigt. Die Aufstellung des Dampfcylinders und des Pumpencylinders ist dieselbe,

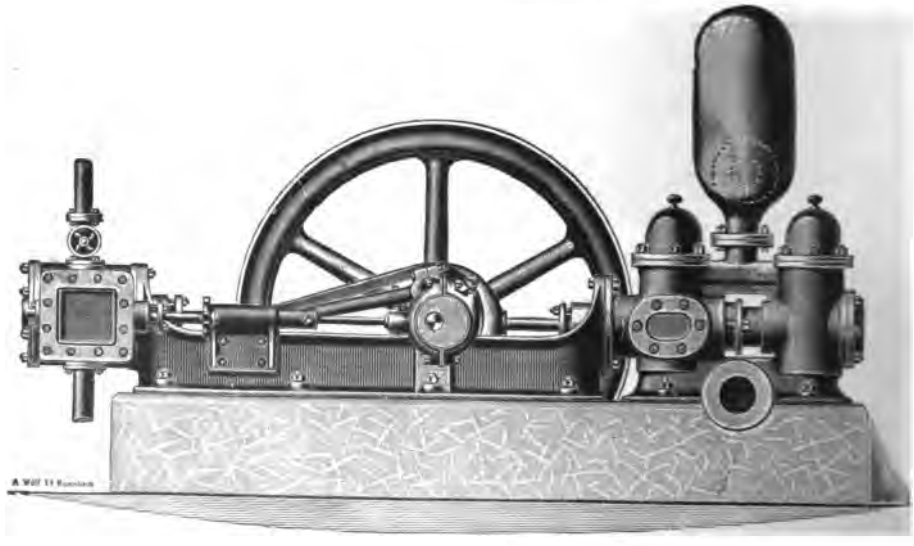


Fig. 926.

wie bei den vorgenannten Pumpen. Die Pumpe ist die schon besprochene Una-Pumpe. Beide Kolbenstangen werden an dem herzförmigen, geschlossenen Bügel befestigt, durch dessen Oeffnung die Kurbelwelle hindurch geht. Wenn der Krummzapfen innerhalb des Bügels der Kurbelschleife schwingt, so muß der Bügel sehr weit ausladen. Um dem Bügel keine unnöthige Weite geben zu brauchen, ist er seitlich ausgebogen, sodaß er der Kurbelkröpfung seitlich ausweicht. An dem Krummzapfen greift eine Schubstange an, deren freies Ende mit dem Bügel an der Stelle gelenkartig verbunden ist, wo die Kolbenstange des Dampfkolbens angesetzt ist.

Der Bügel wurde auch schon Band I, Seite 816 besprochen.

Die Balancier-Dampfpumpen sind ebenfalls Pumpen mit Hilfsdrehung. Ihrer Anordnung nach entsprechen sie den Balancier-Dampfmaschinen. Eine solche Balancier-Dampfpumpe nach Ausführungen der vorgenannten Fabrik stellt Fig. 927

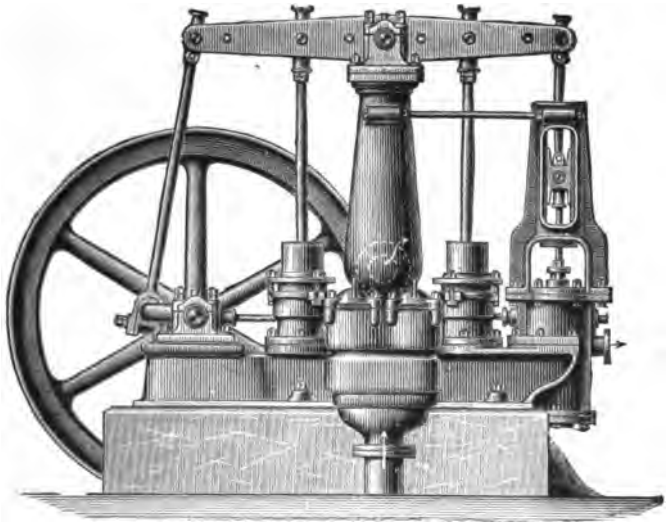


Fig. 927.

dar. Der Balancier lagert auf einer hohlen gußeisernen Säule, welche zugleich zum Windkessel der Pumpe ausgebildet ist. Zu jeder Seite der Säule ist eine Pumpe aufgestellt und außerhalb derselben einerseits der Dampfcylinder, anderseits die Kurbelwelle angeordnet, sodaß die Schubstangen beider an den Enden des Balanciers angreifen. Zur Führung der Kolbenstange der Dampfmaschine ist auf dem Dampfcylinder eine Geradführung aufgeschraubt. Die auf- und niedergehende Bewegung des Dampfkolbens wird von dem Balancier durch Schubstangen auf die beiden Plungerkolben der Pumpen übertragen, welche abwechselnd zur Wirkung kommen. Die Bewegung des Balanciers theilt sich aber auch durch die Pleuelstange der Kurbelwelle mit, welche das Schwungrad trägt und die Hilfsdrehung für die Dampfpumpe liefert.

Dampfpumpen ohne Drehbewegung. Da diese Dampfpumpen sich verhältnißmäßig einfach aufbauen und nur wenig bewegliche Theile haben, so sind sie sehr beliebt geworden. Zu ihrem Betriebe werden eincylindrige Dampfmaschinen, Zwillingsmaschinen oder Verbundmaschinen benutzt. Auch in Bergwerken wird diese Pumpenart unter der Bezeichnung Wasserhaltungsmaschine zum Auspumpen des Wassers, welches sich in den Schächten ansammelt, verwendet. Unterschieden werden diese Art von Dampfpumpen hauptsächlich nach der Art und Weise, wie die Dampfsteuerung ausgeführt ist. Man kann darnach unterscheiden:

Dampfpumpen, bei welchen der Dampfvertheilungsschieber von der Kolbenstange mechanisch umgesteuert wird.

Dampfpumpen, bei welchen der Dampfvertheilungsschieber von dem Kolben mechanisch umgesteuert wird.

Dampfpumpen, bei welchen der Dampfvertheilungsschieber von dem Kolben durch bloße Umleitung und ohne jeden Zwischenmechanismus gesteuert wird.

1. Dampfpumpen, bei welchen der Dampfvertheilungsschieber von der Kolbenstange mechanisch umgesteuert wird. Bei diesen Dampfpumpen wird die Schieberstange, welche das innere Steuerorgan der Dampfmaschine zu bewegen hat, von einem Arm mitgenommen, der an der Kolbenstange angebracht ist.*) Weil aber bei diesen Pumpen das Schwungrad fehlt, welches den Kolben über den todten Punkt fortbewegt, so kann es vorkommen, daß bei zu langsamem Gange die Damfpumpe stehen bleibt, sobald das Steuerorgan den Dampfeintritt in den Cylinder abschließt. Anderseits kann bei zu schnellem Gange der Pumpe das Steuerorgan durch die lebendige Kraft der bewegten Massen über seine Mittellage hinausschleudern. Beides ist gleich schädlich für die Dampfpumpe. Es unterscheiden sich die Dumpfpumpen dieser Art namentlich nach den Mitteln, welche angewendet werden, um diesen Uebelständen vorzubeugen.

Fig. 928 stellt die Decker'sche Pumpe im Längsschnitt, Fig. 929 im Querschnitt dar. Der Dampfcylinder C_1 sowohl, als der Pumpencylinder C_2, die mit

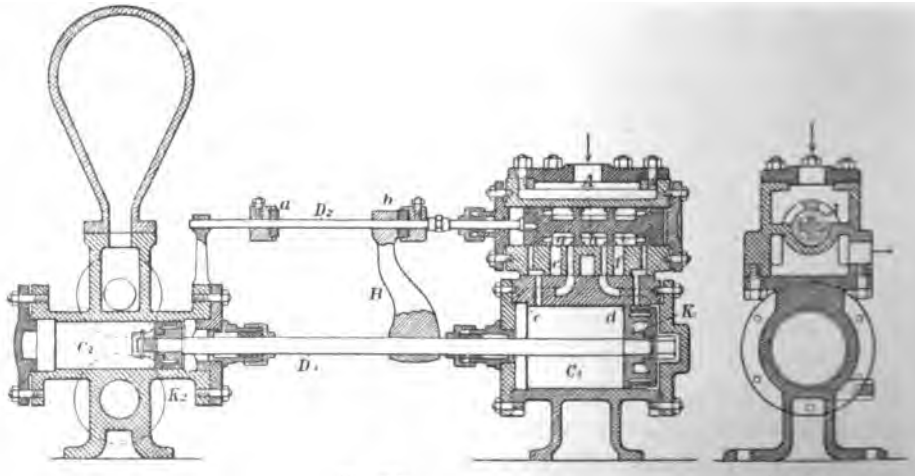


Fig. 928. Fig. 929.

ihren Stopfbüchsen gegeneinander gerichtet sind, haben Scheibenkolben und die Pumpe ist doppelt wirkend. Beide Kolben K_1 und K_2 sind durch die gemeinschaftliche Kolbenstange D_1 mit einander verbunden. An der Kolbenstange ist der Arm B befestigt, der die Schieberstange D_2 lose übergreift. Auf letzterer sind

*) Prof. K. Hartmann, „Die Pumpen".

die beiden Anschläge a und b angebracht, zwischen denen sich bei der Bewegung der Kolbenstange der Arm B hin- und herbewegt. Trifft er auf einen der beiden Anschläge, so nimmt er ihn und damit die Schieberstange mit und steuert den Schieber um. Beide Anschläge a und b haben Gummipuffer, um den Stoß des Anschlages zu verringern. Als inneres Steuerorgan ist an der Schieberstange D_2 ein cylindrischer Kolben A befestigt. Wenn der Kolbenschieber in seine Mittelstellung kommt, so treten seine Kanäle über die Kanäle e f seiner Grundplatte, die mit den Kanälen c d des Cylinders in Verbindung stehen. Letztere gehen zwischen den gebogenen Dampfzuführungskanälen des Cylinders hindurch. Es kann sonach Dampf in den Cylinder treten und der Schieber wird nach seiner Endstellung weiter fortbewegt. Von den drei ringförmigen Kanälen g, h und i, mit denen der Kolbenschieber a versehen ist, ist h mit der Dampfzuführung dauernd in Verbindung, g und i mit dem Dampfauslaß. Es wird deshalb bei der Endstellung des Kolbens K_1 der Dampf sofort hinter ihm eingeleitet werden und ihn zu einer Rückwärtsbewegung veranlassen. Der Hub des Pumpenkolbens K_2 und damit die Leistung der Pumpe läßt sich durch Verstellung der Anschläge a und b auf der Schieberstange regeln. Das Anschlagen des Schieberkolbens A gegen die Deckel des Schieberkastens in Folge der raschen Bewegung wird dadurch verhütet, daß kurz vor der Endstellung Dampf hinter den Kolben tritt, der wie ein Luftkissen den Stoß aufnimmt.

Die Worthington-Pumpe, welche von der Worthington-Pumpen-Compagnie, A.-G. in Berlin, vertrieben wird, ist in Fig. 930 im Längsschnitt und in Fig. 931 in Ansicht dargestellt. Sie besteht aus zwei neben einander angeordneten, doppelt wirkenden Dampfpumpen, die so mit einander verbunden sind, daß die eine den Dampfschieber der anderen bethätigt. Jeder der arbeitenden Kolben öffnet vor Beendigung seines Hubes den Zugang des Dampfes für die andere Dampfpumpe, bleibt darauf stehen und geht erst dann zurück, nachdem

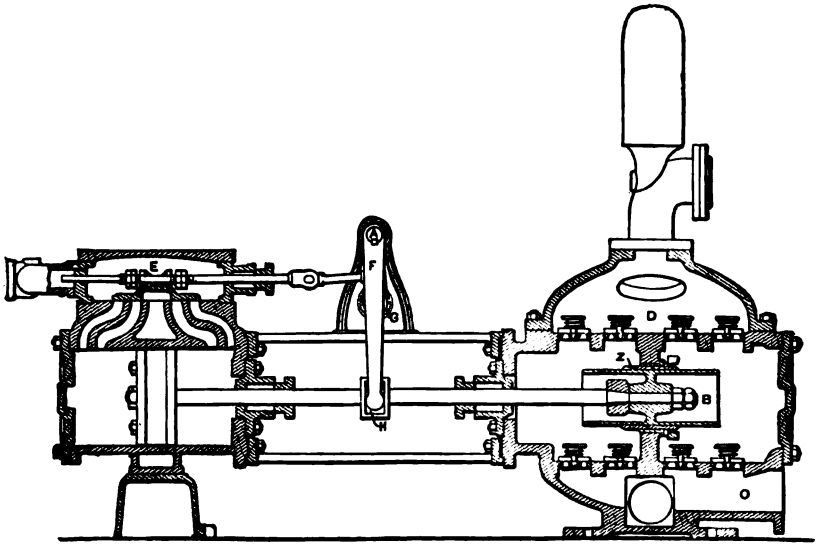


Fig. 930.

der andere Schieber durch die andere Maschine die Dampfeinlaßkanäle geöffnet hat. In Folge dieser zeitweisen Pause können die Pumpenventile sich allmählich auf ihre

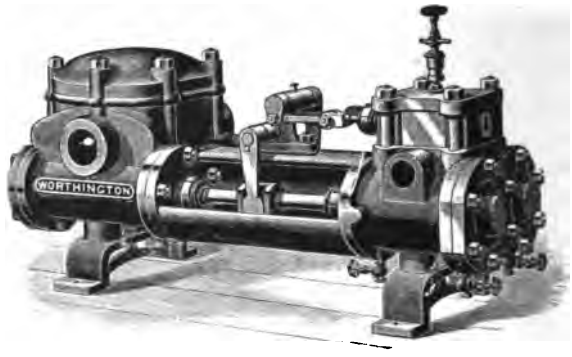


Fig. 981.

Sitze senken, und es wird ein sanftes und stoßfreies Arbeiten erzielt. Weil der eine oder der andere Dampfeingang stets geöffnet ist, so hat die Maschine auch keinen todten Punkt und ist stets betriebsfertig. Durch einfaches Schließen oder Oeffnen des Dampfventiles wird die Pumpe in oder außer Betrieb gesetzt.

Als Steuerorgan für den Dampfcylinder dient ein einfacher flacher Schieber E, der von dem langen Hebel F bewegt wird, welcher an einer Querwelle A aufgehängt ist und mit seinem freien Ende an der Muffe H angreift, die auf der Kolbenstange der Dampfpumpe befestigt ist. Der Hebel F greift nicht direkt an die Schieberstange des zweiten Schiebers an, sondern an einem kurzen Hebelarm, der auf der gleichen Querwelle mit dem langen Hebelarm befestigt ist. Es machen also die Hebel bei ihrer Schwungbewegung den ganzen Hub der Kolbenstange mit, und da alle Theile immer mit einander verbunden bleiben, so sind auch Stöße ausgeschlossen. Die vordere Schieberstange wird in gleicher Weise von einem Hebel in Bewegung gesetzt, der mit der zweiten Kolbenstange in Eingriff steht und auf einer Querwelle sitzt, die unter der ersteren hindurchgeht. Ein kürzerer Hebelarm G auf derselben Welle steht mit der Schieberstange in Verbindung. Von dem Schieberspiegel führen zu jedem Cylinderende zwei Dampfkanäle. Die äußeren sind die Dampfeinströmungs-Kanäle, die inneren die Dampfausströmungs-Kanäle. Durch die doppelten Dampfkanäle wird es möglich, Dampf hinter den Kolben treten zu lassen, bevor er seine Endstellung erreicht und seinen Stoß dadurch aufzufangen.

Jede der Pumpen ist doppelt wirkend. Der doppelt wirkende Plungerkolben B arbeitet in einer Führungsbüchse Z, welche in der Zwischenwand des Pumpengehäuses eingebaut ist. Sowohl die Büchse, als auch der Pumpenkolben können herausgenommen und nachgearbeitet, oder, wenn nöthig, gegen neue Stücke ausgewechselt werden. Wenn die Verhältnisse es erfordern, ist es bei dieser Construction möglich, größere oder kleinere Pumpenkolben einzusetzen. Die Pumpenkolben liegen über den Saugventilen, damit unterhalb der reibenden Theile ein Raum verbleibt, in welchem sich die fremden Bestandtheile ablagern können, welche etwa dem Wasser beigemengt sind. Das Wasser tritt durch die Kammer O

ein, geht durch die Saugventile um den Pumpenkolben herum und an dessen Ende vorbei durch die Druckventile der Druckkammer D. Es nimmt also einen geraden Weg durch die Pumpe hindurch. Die oberen und unteren Querwandungen des Pumpengehäuses nehmen die Ventile auf, welche aus Scheiben bestehen und so angebracht sind, daß eine leichte Auswechselung möglich ist.

Die Duplex-Dampfpumpe (vom lateinischen duplex = doppelt) wird von Weise & Monski in Halle a. S. entsprechend dem Schnitt Fig. 932 gebaut. Sie besteht aus zwei doppelt und direkt wirkenden Pumpen, deren Dampfcylinder einfache Muschelschieber haben, welche wechselweise von der Kolbenstange des benachbarten Cylinders zwangläufig umgesteuert werden. Wie bei der vorgenannten Pumpe geschieht dies von der Kolbenstange aus mit Hilfe eines Steuerhebels, welcher aber hier nicht direkt, sondern mittelst eines Zwischenhebels an einem Arm der Kolbenstange angreift. Jeder Dampfkolben muß nach Beendigung seines Hubes warten, bis sein Schieber wieder geöffnet wird und diese Hubpause gestattet ruhigen und stoßfreien Schluß der Pumpenventile.

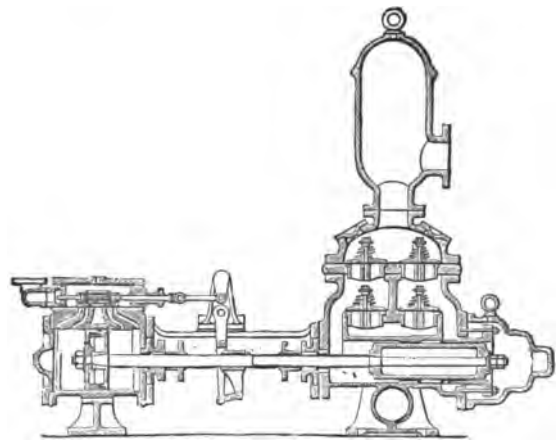
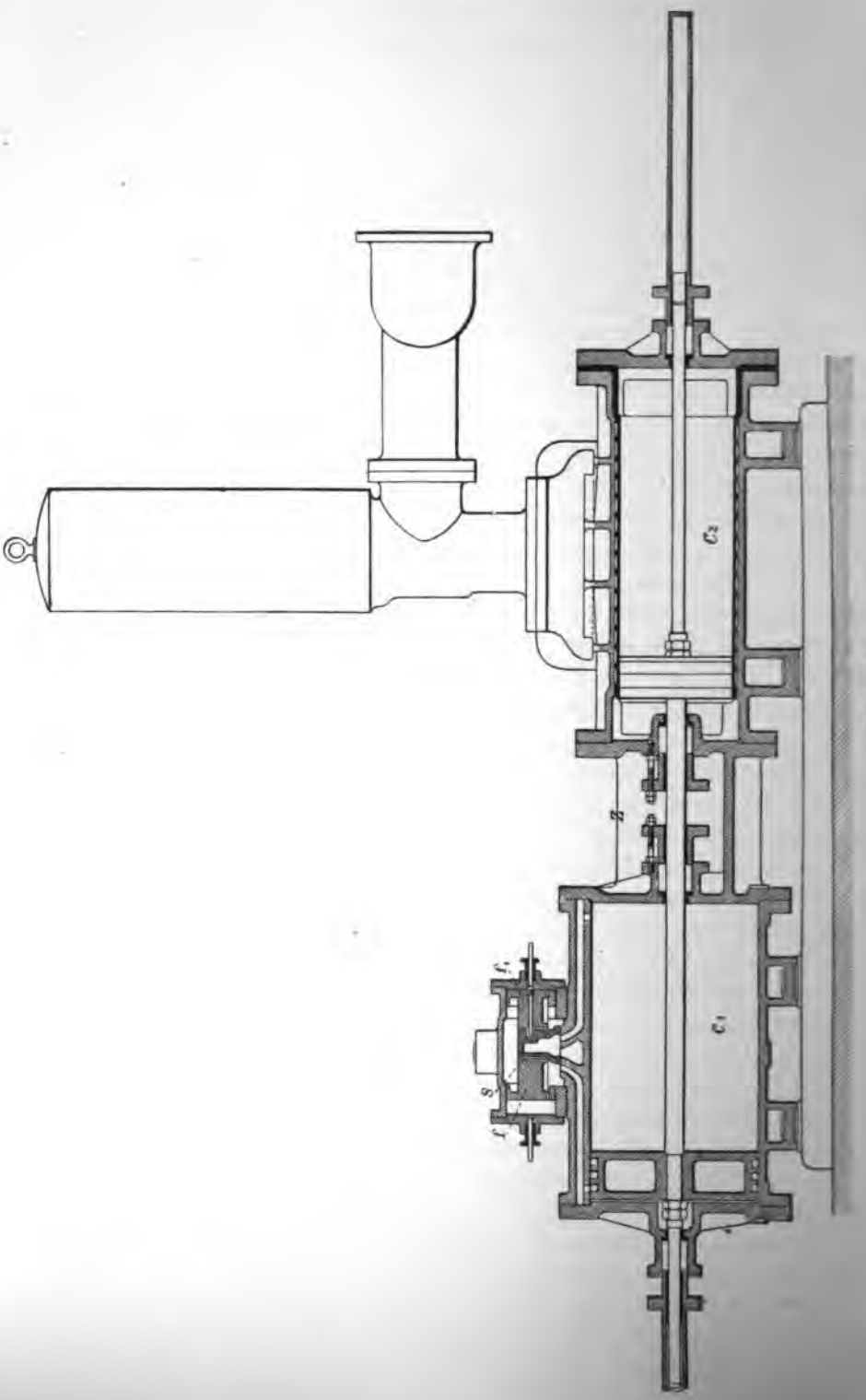


Fig. 932.

Für den Dampfein- und -Auslaß sind je zwei besondere Kanäle zwischen dem Dampfcylinder und Schieberkasten vorgesehen, von denen die äußeren nur zu Dampfausströmkanälen bestimmt sind. Der vor dem Kolben ausströmende Dampf kann nur solange entweichen, bis der Kolben den inneren Dampfkanal überdeckt hat. Der im Cylinder verbleibende Dampf wird comprimirt, verhütet dadurch, daß der Kolben gegen den Cylinderdeckel trifft und wird für den nächsten Hub wieder gewonnen. Da während des Betriebes sich stets einer der Pumpenkolben in Bewegung befindet, so ist die Förderung des Wassers eine ununterbrochen gleichmäßige.

2. Dampfpumpen, bei welchen der Dampfvertheilungsschieber von dem Kolben mechanisch umgesteuert wird.

Diese Dampfpumpen können gedrängter gebaut werden, als die vorgenannten. Der Dampfcylinder und der Pumpencylinder können so nahe an einander gebracht werden, daß die Stopfbüchsen eben noch gelöst und aufgebracht werden können. Eine so gedrängte Aufstellung ist zulässig, weil die Kolbenstange keine Steuerungstheile aufzunehmen hat. Die Umsteuerung wird von dem Dampfkolben selbst eingeleitet, sobald er in seine Endstellung kommt. Dabei stellt er die Steuerungsorgane innerhalb des Schieberkastens um und ändert den Dampfeinlaß und Dampfauslaß des Steuerschiebers, sodaß dieser unter Wirkung des Dampfdruckes verschoben wird.


C2
C1

Eine Dampfpumpe, wie sie H. A. Hülsenberg in Freiberg i. S. baut, ist in Fig. 933 im Längsschnitt wiedergegeben*), während Fig. 934 einen Querschnitt des Dampfcylinders und Fig. 935 einen Längsschnitt durch die Steuerung zeigen. Der Dampfcylinder C_1 und der Pumpencylinder C_2 sind mittelst eines rahmenförmigen Zwischenstückes Z mit einander verbunden. Der Pumpencylinder hat eine Broncеausfütterung, in welcher der Scheibenkolben läuft. Die Ventilgehäuse liegen zu beiden Seiten des Pumpencylinders.

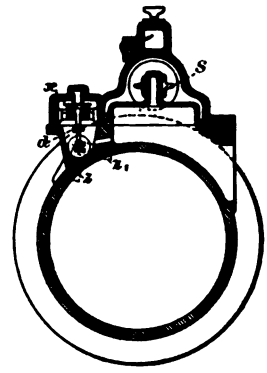


Fig. 934.

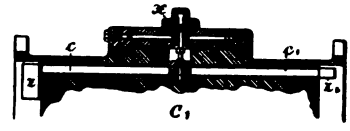


Fig. 935.

Zur Steuerung des Dampfeinganges und Dampfausganges ist ein Muschelschieber benutzt, welcher an seinen beiden Enden die Stoßkolben f und f_1 trägt, die in dem cylindrischen Schiebergehäuse sich führen. Die Hilfssteuerung kommt in folgender Weise zur Wirkung: Neben dem Schieberkasten ist in der Cylinderwandung eine Welle c c_1 gelagert, die an ihren Enden um 90° gegen einander versetzte Knaggen z und z_1 trägt, von denen stets einer am Ende des Dampfcylinders C mit seiner abgeschrägten Fläche in diesen hineinragt. Trifft der Dampfkolben gegen diesen Knaggen, so drückt er ihn in die Cylinderwandung zurück. Die Hilfssteuerwelle macht eine dem entsprechende Drehung und den Knaggen an ihrem entgegengesetzten Ende wird in den Dampfcylinder hineinbewegt. In ihrer Mitte trägt aber die Welle c c_1 einen kurzen Hebelarm d, der die Hilfsschieberwelle x steuert. Durch die Bewegung dieses Schiebers wird der Raum vor dem Stoßkolben f und f_1 des Hauptschiebers S abwechselnd mit dem Dampfauslaßkanal in Verbindung gebracht. Die Stoßkolben haben feine Verbindungskanäle, welche fortwährend frischen Dampf durch die Kolben hindurch treten lassen. Es wird deshalb, wenn der Raum vor dem Stoßkolben f mit dem Dampfauslaß durch die Hilfssteuerung in Verbindung gesetzt wird, der durch den kleinen Kanal des Stoßkolbens f_1 hindurchtretende frische Dampf zwischen diesen Kolben und dem Schieberdeckel eintreten und den ganzen Schieber S nach der entgegengesetzten Seite drücken.

3. Dampfpumpen, bei welchen der Dampfvertheilungsschieber von dem Kolben durch bloße Umleitung und ohne jeden Zwischenmechanismus gesteuert wird.

Eine Pumpe dieser Art, bei welcher also die inneren Steuerorgane ohne jeden äußeren Mechanismus umgestellt werden, ist die Marshpumpe, welche

*) Die Figuren und Angaben sind dem Werke von Prof. K. Hartmann, „Die Pumpen“, entnommen.

unter der Bezeichnung Simplex-Dampfpumpe von Ludwig Becker in Offenbach a. M. eingeführt wird. Fig. 936 gibt den Schnitt durch die Pumpe. Als Steuerorgan werden zwei Kolbenschieber benutzt, die auf einer gemeinschaftlichen

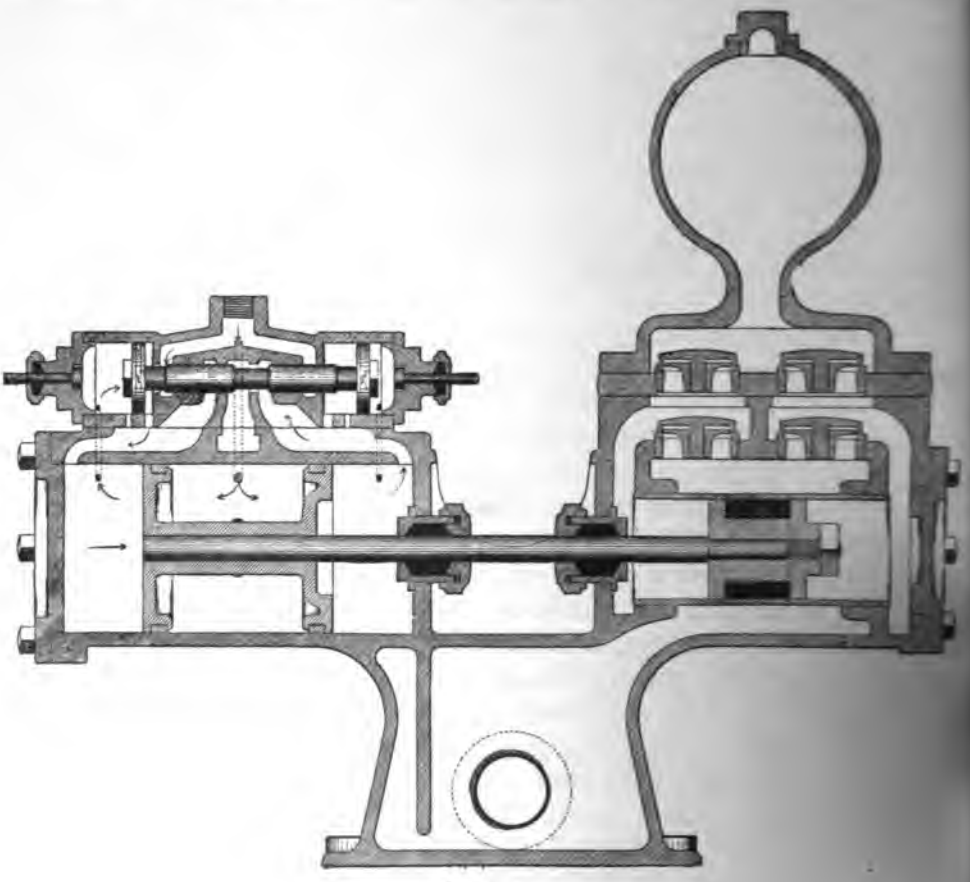


Fig. 936.

Kolbenstange sitzen. Die Figur zeigt den Kolbenschieber in der Stellung, bei welcher der Dampfkolben sich gegen die Pumpe hin bewegt. Der Dampfkolben ist ein Doppelkolben und zwischen beiden Kolbenscheiben ist ein Raum zum Ansammeln von Dampf gelassen, welcher durch einen engen Kanal mit dem Dampfeinlaßraum des Schieberkastens in Verbindung steht. Der Dampf, welcher sich also zwischen den beiden Kolben ansammelt und mit ihnen hin und her genommen wird, hat sonach die Spannung des Einlaßdampfes. Für die gezeichnete Mittelstellung strömt der Dampf von dem oberen Theil des Schieberkastens durch die ringförmige Oeffnung, welche zwischen dem dünnen Theil der Kolbenschieberstange und den kreisförmigen Oeffnungen in der Wand der linken Kammer des Schieberkastens verbleibt, gegen den Kolbenschieber der linken Seite und durch eine Einströmöffnung hinter dem Schieberkolben nach dem Cylinder.

Er übt dabei einen Druck auf die innere Fläche des Kolbenschiebers aus, welche um die Stärke der Kolbenstange kleiner ist, als die äußere. Da aber ein zweiter Verbindungskanal auch auf die äußere Fläche des Kolbenschiebers führt, so wirkt der Einlaßdampf auf beide Seiten gleichzeitig ein und der Kolbenschieber bleibt in Ruhe. Auch wenn er die zweite Einströmöffnung verdeckt hat, wirkt durch einen engen Verbindungskanal zwischen dem Schieberkasten und dem Dampfcylinder der Cylinderdampf direkt auf die äußere Fläche des Kolbenschiebers ein. Dieser Verbindungskanal dient auch zugleich zur Umsteuerung. Hat nämlich der Dampfkolben seine Endstellung erreicht, so wird der seitliche Verbindungskanal mit dem Raum zwischen beiden Dampfkolben in Verbindung gebracht, und es strömt frischer Dampf von hier auf die äußere Fläche des Kolbenschiebers der rechten Seite, sodaß nunmehr durch Ueberdruck der Kolbenschieber umgesteuert werden muß.

Die Kolbenschiebersteuerung ist durch Fig. 937 in ihrer Mittellage noch besonders dargestellt. Sie wirkt auch selbstregulirend auf die Dampfpumpe ein.

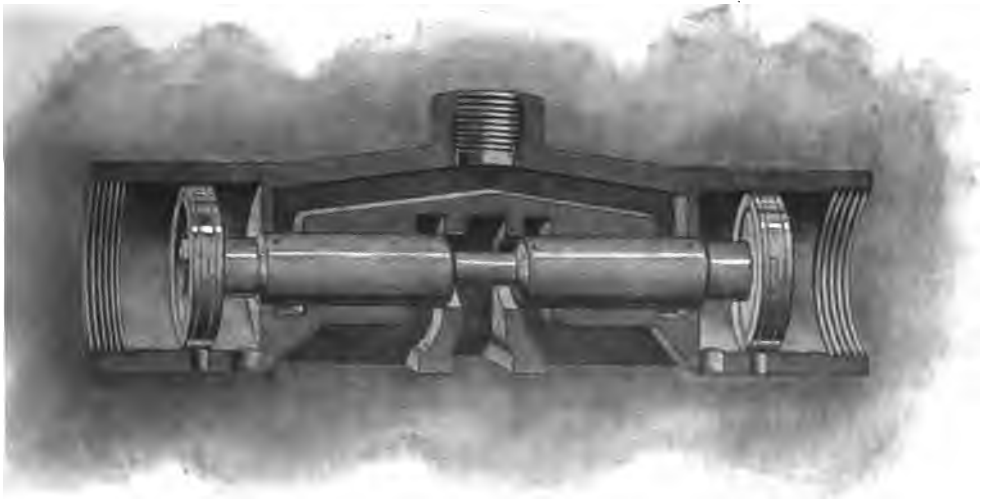


Fig. 937.

Wächst nämlich die Geschwindigkeit des Kolbens beispielsweise dadurch, daß der Saugkorb der Pumpe außer Wasser kommt, so muß der Druck des Dampfes im Cylinder sich vergrößern und hierdurch wird der Kolbenschieber mehr geschlossen. Umgekehrt wird bei Verringerung der Kolbengeschwindigkeit auch der Druck auf der äußeren Fläche des Kolbenschiebers mit dem Dampfdruck im Cylinder geringer, und der Kolbenschieber öffnet den Einlaßkanal unter Wirkung des Einlaßdampfes mehr. Auf diese Weise regelt sich auch die Steuerung von selbst, sodaß die Dampfpumpe nicht durchgehen kann. Da es für diese Steuerung auch keine Totpunktslagen gibt, so kann die Dampfpumpe aus jeder Stellung angelassen werden.

Eine Kesselspeisepumpe dieser Art ist in Fig. 938 dargestellt. An dem hohlen Maschinengestell ist einerseits der Dampfcylinder, anderseits der Pumpencylinder freischwebend angeschraubt. Letzterer trägt den Windkessel. Das

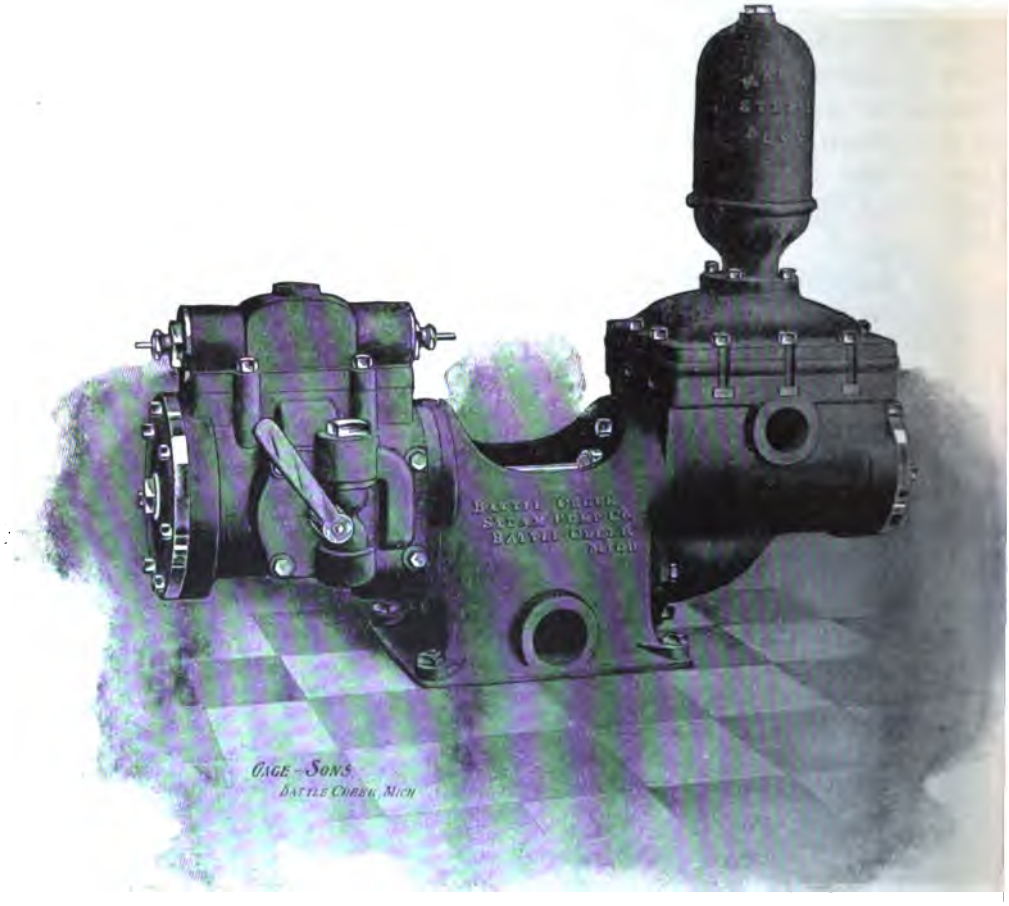


Fig. 938.

Maschinengestell dient zugleich als Wasserkasten, an welchem sich die Saugleitung anschließt. Es ist eine Verbindung von der Dampfleitung nach dem Wasserkasten hergestellt, sodaß das Speisewasser mittelst des Dampfes vorgewärmt werden kann. Der Pumpencylinder ist mit Bronce ausgefüttert und auch die Ventile sind ganz aus Rothguß. Ihre Anordnung entspricht der der California-Pumpen. Die Pumpe wird in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Größen-Nummer	Abmessungen: Dampf-Cylinder mm	Pumpen-Kolben mm	Hub mm	Leistung Liter in der Stunde	Empfohlen für Heizfläche bis qm	Lichte Weite der Rohre bei kurzen Leitungen: Dampfrohr Zoll	Abdampfrohr Zoll	Saugrohr Zoll	Druckrohr Zoll	Annäherndes Gewicht kg
B	63	35	50	750	37	1/4	3/8	3/4	1/2	20
BB	76	45	63	1500	75	3/8	1/2	1	3/4	34
C	100	60	76	2450	120	3/8	1/2	1 1/4	3/4	70
D	127	76	88	3750	190	1/2	3/4	1 1/2	1	90
E	127	76	152	5600	280	1/2	3/4	2	1 1/4	135
G	140	89	152	7500	370	3/4	1	2	1 1/2	180
F	152	92	203	10000	500	3/4	1	2 1/2	2	180
FF	152	102	203	13000	650	3/4	1	2 1/2	2	230
H	178	102	203	13000	650	1	1 1/4	2 1/2	2	240
I	203	127	254	22500	1125	1	1 1/2	3 1/2	2 1/2	450
L	254	152	305	32500	1625	1	1 1/2	4	3	590
M	305	184	305	49000	2450	1 1/2	2	5	4	680
MM	305	203	305	58000	2900	1 1/2	2	5	4	680
N	355	216	305	66000	3300	2	2 1/2	6	5	1100
O	406	254	406	94000	4700	3	3 1/2	8	7	2200
OO	406	235	406	79000	3950	3	3 1/2	8	7	2200

Die Kraftausgleicher. Bei den Dampfpumpen ohne Drehbewegung fehlt das Schwungrad, um die Ungleichmäßigkeit der Dampfwirkung im Dampfcylinder für den Pumpencylinder auszugleichen. Der Widerstand, den die Pumpe bietet, ist ein durchaus gleichbleibender, nicht aber die Wirkung des Dampfes auf den Dampfkolben, wenn man die Expansionskraft des Dampfes ausnutzen will. Die Dampfpumpen mit Drehbewegung haben in dem Schwungrad der Maschine einen solchen Kraftausgleicher. Diesem Vorzug steht aber der Nachtheil gegenüber, daß sie einen großen Raum und stärkere Fundamente erfordern als die Dampfpumpen ohne Drehbewegung. Um auch bei letzteren Dampfpumpenarten den Dampfdruck besser ausnutzen zu können, sind besondere Kraftausgleicher zur Anwendung gekommen.

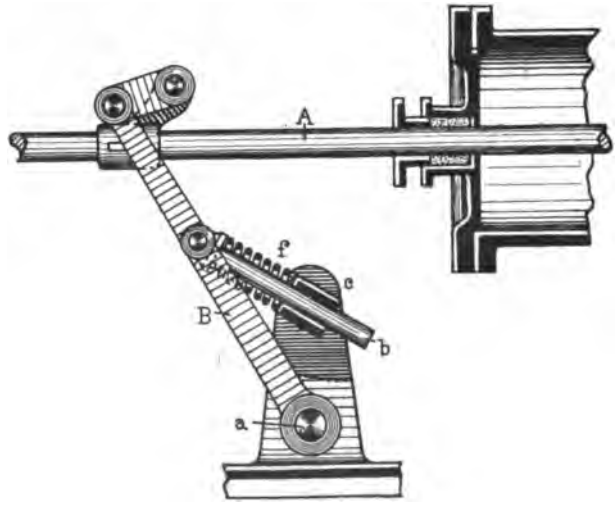


Fig. 939.

Einen solchen mechanischen Kraftausgleicher zeigt Fig. 939.*) Die bei Beginn und während der

*) Die Figur und die Angaben sind dem Werke von Prof. K. Hartmann, „Die Pumpen", entnommen.

ersten Hubhälfte durch die volle Dampfeinströmung erzeugte überschüssige Kraft wird dabei in einer Feder aufgespeichert. In der zweiten Hälfte der Hubbewegung aber, wo der Dampf durch Expansion wirkt, giebt die Feder die in ihr aufgespeicherte Kraft zu Gunsten der Kolbenbewegung an den Kolben wieder ab. Die Bewegung der Kolbenstange A wird durch eine Gelenkverbindung auf einen bei a schwingend gelagerten Hebel B übertragen. An dem letzteren Hebel ist eine Gelenkstange b angehängt, die in einer drehbar gelagerten Hülse c sich führt und unter Wirkung der Schraubenfeder f den Schwinghebel B und dadurch die Kolbenstange A nach vorn zu drücken bestrebt ist. Die Feder f wird auf dem ersten Theil des Kolbenweges zusammengedrückt und speichert in sich die überschüssige Kraft auf, welche sie auf dem zweiten Theile des Kolbenweges wieder abgiebt.

Anstatt der Feder kann eine Wassersäule, gepreßte Luft, gepreßter Dampf oder dergleichen als Kraftausgleicher benutzt werden, ähnlich wie die Wasser- oder Luftpuffer bei den Ventilsteuerungen — Fig. 596 bis 598.

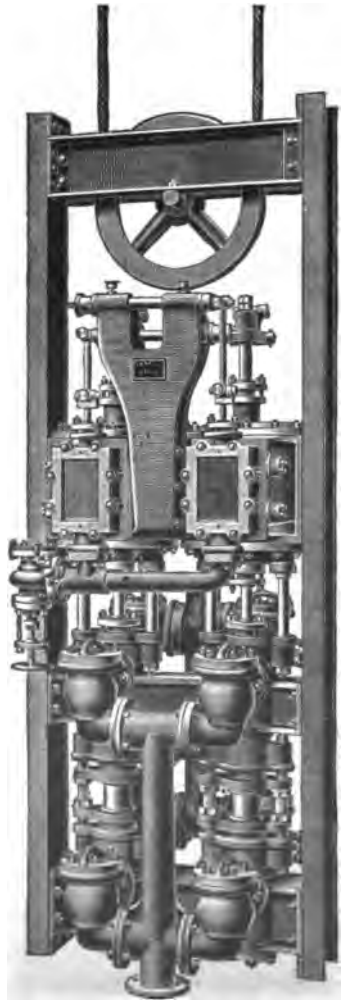


Fig. 940.

Wasserhaltungsmaschinen werden diejenigen Pumpenwerke genannt, welche dazu bestimmt sind, das Wasser aus den Schächten der Bergwerke zu entfernen. Fig. 940 stellt eine Wasserhaltungsmaschine von Weise & Monski in Halle a. S. dar. Es ist eine Senkpumpe, welche in dem Schachte in geeigneter Weise aufgehängt wird. Die ganze Pumpe ist in einem Rahmen von U-Eisenträgern eingebaut, welcher an seinem oberen Ende eine Seilrolle trägt, über die das Aufhängeseil läuft. Die Pumpe kann gehoben und gesenkt werden und in beliebiger Tiefe des Schachtes zur Anwendung kommen. Sie ist eine vierfach wirkende Pumpe insofern, als zwei doppelt wirkende Dampfpumpen mit einander verbunden sind. Die Ventilgehäuse für die Pumpen sind von außen an die Pumpencylinder angesetzt. Derartige Senkpumpen werden für eine Leistung von 1500 Liter in der Minute und für eine Förderhöhe bis zu 300 m gebaut und können sowohl mit Dampf, als auch mit Preßluft betrieben werden.

Pumpen mit gesteuerten Ventilen.

Bei Anwendung selbstthätiger Ventile ist man gezwungen, den Ventilhub so klein zu machen als irgend möglich, damit die Ventile, ohne zu ecken, korrekt schließen und der Ventilsitz durch das Aufschlagen des Ventiles nicht vorzeitig abgenutzt wird. Für große Pumpen werden deshalb auch die Ventile theuerer, weil man bei dem geringen Hub für einen hinreichenden Durchgangsquerschnitt für die Flüssigkeit zu sorgen hat. Man führt deshalb die mehrsitzigen und die Pyramiden-Ventile ein, wie sie in Band I, Seite 725 besprochen worden sind. Aber auch diese Ventile erfordern viel Raum und werden in Folge dessen theurer. Diese Uebelstände zu vermeiden, benutzt man neuerdings die gesteuerten Ventile. Bei jenen kann der Hub kein großer sein, weil sie zwangsläufig geschlossen werden. Es erfolgt aber nur der Schluß zwangsläufig, geöffnet werden die gesteuerten Ventile stets selbstthätig. Wir haben bereits Band I, Seite 736 darauf hingewiesen, daß durch Prof. Riedler diese Ventile eingeführt worden sind. Auch bei den Ventilsteuerungen haben wir diese Ventile und verschiedene Arten ihrer Anwendung kennen gelernt. Stets muß dafür gesorgt sein*), daß das Ventil sich selbstthätig frei öffnen kann. Es muß während des Kolbenhubes geöffnet werden und mit Schluß desselben von der äußeren Steuerung zuerst langsam und zum Schluß immer schneller auf seinen Sitz gedrückt werden. Die äußere Steuerung darf aber auch die Wiederöffnung des Ventils zur Unzeit nicht zulassen. Nach Prof. Riedler wird den Anforderungen für die Steuerungstheile am besten entsprochen, wenn ihre Bewegung von einer drehenden Welle ausgeht und mittelst Daumenscheibe oder Excenter übertragen wird.

Eine Pumpe mit gesteuerten Ventilen, wie Prof. Riedler sie angiebt**), ist in Fig. 941 im Längsschnitt und in Fig. 942 im Querschnitt dargestellt. Auf dem Cylinder C sind die Druckventile W und neben dem Cylinder die Saugventile V angeordnet. Die ersteren sind Tellerventile, die letzteren Ringventile. Die Ventilspindeln werden außerhalb des Ventilkastens geführt. Die Ventile öffnen sich selbstthätig unter Wirkung von Federn. Der Schluß der Ventile wird aber von der Steuerwelle A eingeleitet, die neben der Pumpe liegt und von der Kurbelwelle der Dampfmaschine mittelst Kegelräder angetrieben wird. Für jedes Ventil ist eine besondere Daumenscheibe auf der Steuerwelle befestigt und zwar die Scheibe K_2 für die Druckventile, die Scheibe K_1 für die Saugventile. Gegen den Umfang der Daumenscheiben legen sich die Steuerhebel H_1 bezw. H_2 mit ihren Rollenenden. Sie drücken die Ventile bis nahe auf ihren Sitz nieder. Der vollständige Schluß erfolgt bei den Druckventilen durch ein Gewicht G, bei den Saugventilen durch eine Feder F.

---

*) Prof. K. Hartmann, „Die Pumpen“.

**) Prof. A. Riedler, „Der Schnellbetrieb“.

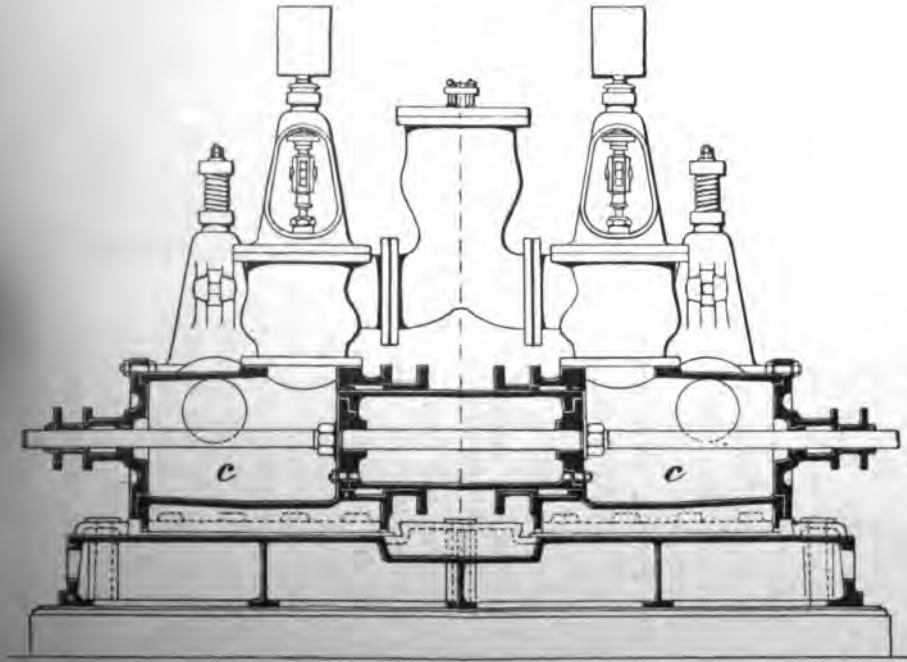


Fig. 941.

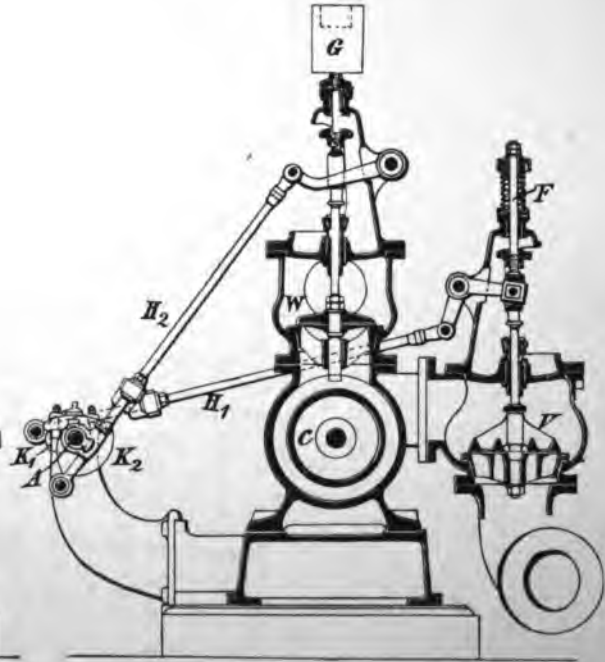


Fig. 942.

Die Riedler-Expreß-Pumpen*) sind namentlich mit Rücksicht darauf entstanden, die Pumpen durch Elektromotoren anzutreiben. Während die Pumpen bisher mit einer Geschwindigkeit von 25—100 Umdrehungen in der Minute liefen, haben Prof. Riedler und Prof. Stumpf zum ersten Mal schnelllaufende Pumpen construirt, welche 300 Umdrehungen in der Minute und mehr machen. Diese sogenannten Expreß-Pumpen, wie sie von der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulkan in Stettin gebaut wurden, sind in Fig. 943 im Schnitt wiedergegeben.

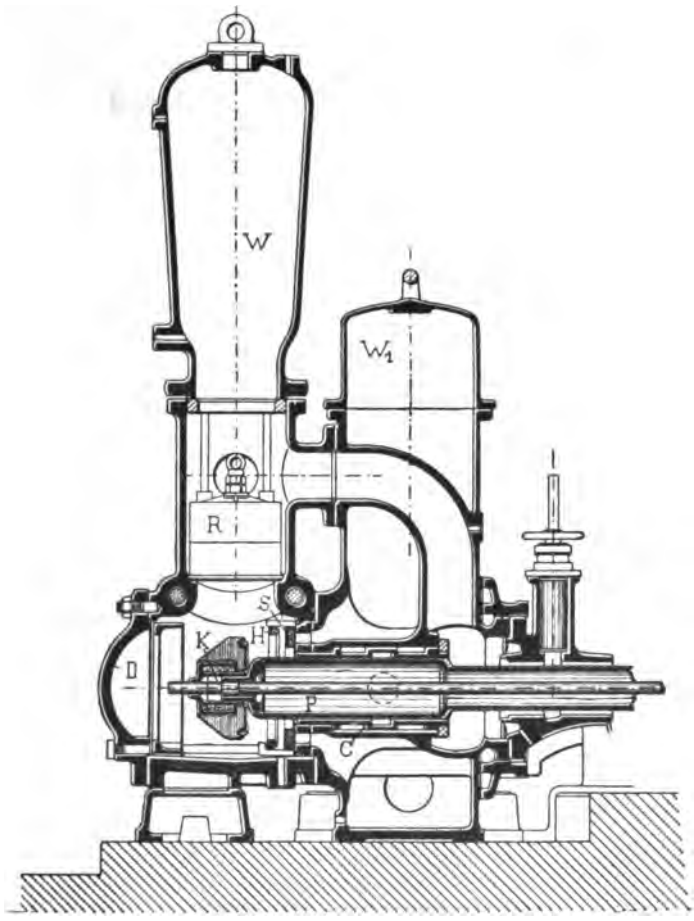


Fig. 943.

Das ringförmige Saugventil S sitzt so vor dem Pumpencylinder C, daß der Plungerkolben P frei hindurchtreten kann. Es öffnet sich selbstthätig mit beginnender

*) „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure", Jahrgang 1900, Seite 28. „Deutsche Technikerzeitung", Jahrgang 1900, Seite 25.

Saugperiode und wird am Ende derſelben zwangsweiſe durch einen Steuerkopf K geſchloſſen, der hinter dem Plungerkolben auf der Kolbenſtange befeſtigt iſt. Der Hub des Saugventiles wird durch einen Ring H begrenzt, welcher den Hubfänger bildet. Das Saugventil ſelbſt beſteht aus einem einfachen Ring von Metall oder Holz mit Metallfaſſung, der zwiſchen Führungsrippen läuft, und da er weder durch Federn noch ſonſt belaſtet iſt und ein geringes Gewicht hat, bietet er dem einſtrömenden Waſſer faſt keinen Widerſtand. Nach Entfernung des Deckels D ſind alle Theile des Saugventiles zugänglich. Das Druckventil R öffnet und ſchließt ſich ſelbſtthätig. Es beſteht aus einfachen Ringen, die durch Gummifedern belaſtet ſind, und wird ähnlich, wie das Saugventil, meiſt aus Holz mit Metallfaſſung hergeſtellt. Der Ventilſitz wird von einem Ring gehalten, der an dem Windkeſſel W der Druckleitung angebracht iſt. Die Ringe für die Saug- und Druckventile ſind ſehr billig und laſſen ſich die Holztheile derſelben meiſt an Ort und Stelle ausbeſſern. In der Hauptſache ſind nur dieſe ſchnell zu erſetzenden Holztheile der Abnutzung unterworfen.

Der Riedler-Expreß-Pumpe iſt auch noch ein Saugwindkeſſel W_1 eigenthümlich, deſſen Waſſerſpiegel ſtets ſo hoch gehalten wird, daß das Saugventil unter Waſſer ſteht. Durch den Windkeſſel wird dauernd eine gewiſſe Waſſermenge in der Nähe des Saugventiles gehalten, ſodaß auch bei ſchnellſtem Gange der Pumpe das Abreißen der angeſaugten Waſſerſäule vermieden wird. Das Waſſer fließt dauernd aus dem Saugwindkeſſel mit einem gewiſſen Druck nach.

Pumpen mit ſchwingendem Kolben.

Dieſe Pumpen werden gewöhnlich als Handpumpen gebaut und kommen auch nur für kleine Fördermengen in Betracht. Der Kolben einer derartigen Pumpe erhält durch einen Handhebel eine hin- und herſchwingende Bewegung. Er muß an das Pumpengehäuſe dicht anſchließen. Wird durch einen Ausſchlag des Kolbens der Raum hinter ihm vergrößert, ſo wirkt der Kolben ſaugend wie ein hin- und hergehender Kolben. Auf der entgegengeſetzten Seite wird aber zugleich der Raum vor dem Kolben verkleinert, und der Kolben übt nach dieſer Seite eine Druckwirkung aus.

Die Flügelpumpe von Allweiler*) iſt in Fig. 944 und Fig. 945 in zwei Schnitten dargeſtellt. Das Pumpengehäuſe G wird von Gußeiſen oder von Meſſing gemacht. Der Kolben K bildet eine Platte, welche an ihrem Umfange gegen die Gehäuſewand abdichtet und auf der Pumpenwelle A befeſtigt iſt. Mittelſt eines Handhebels, der von außen auf der Welle angebracht iſt, wird der Pumpenkolben in eine hin- und herſchwingende Bewegung verſetzt. Die Saugventile V lagern in der Zwiſchenwand Z des Gehäuſes, die Druckventile W auf

*) Die Figuren und die Angaben ſind dem Werke von Prof. K. Hartmann, „Die Pumpen“, entnommen.

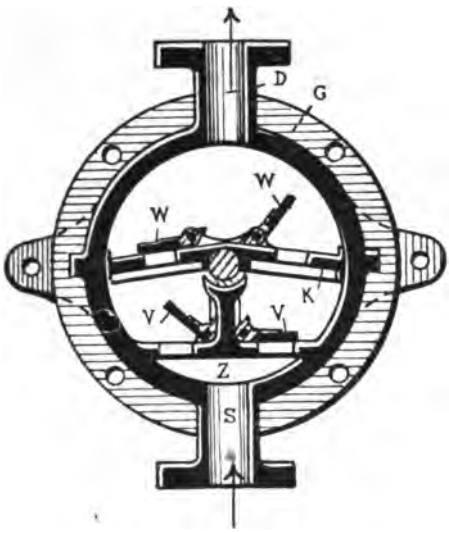


Fig. 944.

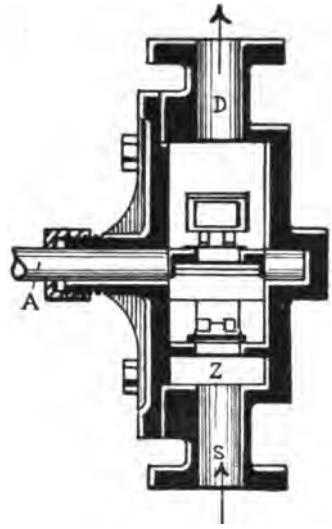


Fig. 945.

dem Kolben selbst, der durchbrochen ist. Wird der Kolben gedreht, so öffnet sich ein Saugventil V hinter ihm, und er saugt Wasser aus der Saugleitung S an. Auf der entgegengesetzten Seite öffnet sich ein Druckventil W und läßt das vorher angesaugte Wasser nach der Druckseite über dem Kolben fließen. Eine Ausführungsform dieser Pumpe, wie sie C. Henry Hall, Nachf. Carl Eichler in Berlin baut, ist in Fig. 946 mit aufgestecktem Handhebel dargestellt. Diese Pumpen werden von der Fabrik in Größen und für Leistungen entsprechend nachfolgender Tabelle hergestellt:

Leistungen für starkes Modell.

Pumpe No.	Leistung per Minute Liter	Durchmesser des Gehäuses mm	Lichtweite der Röhren mm
0	30	160	32
1	40	190	32
2	60	220	32
3	100	250	38
4	140	280	52
5	180	320	52
6	220	360	65

Fig. 946.

Leistungen für leichtes Modell.

Nummer	Leistung in der Minute Liter	Hubzahl in der Minute	Gewicht kg	Aeußerer Durchmesser mm	Lichtweite der Röhren in mm	Lichtweite der Röhren in engl. Zoll
0	15— 20	110	6	130	13	1/2
1	25— 30	110	7	160	19	3/4
2	35— 40	110	12	190	25	1
3	50— 55	90	18	220	32	1 1/4
4	65— 70	85	21	250	32	1 1/4
5	80— 90	80	25	280	38	1 1/2
6	110—120	75	32	300	38	1 1/2
7	165—175	45	42	340	51	2
8	180—200	40	54	370	51	2
9	200—220	35	68	370	64	2 1/2
10	220—250	35	110	440	76	3
11	270—300	35	130	520	76	3

Pumpen mit drehendem Kolben, auch **Würgelpumpen** oder **Kapselpumpen** genannt. Bei diesen Pumpen werden in einem geschlossenen Gehäuse ein oder mehrere Kolben in drehender Bewegung gehalten. Auch bei ihnen wird durch Vergrößerung des Raumes hinter dem Kolben gegen die Saugleitung hin eine saugende Wirkung hervorgerufen. Umgekehrt wird durch Verkleinerung des Raumes vor dem Kolben die Druckwirkung auf der entgegengesetzten Seite erzeugt. Die Kolben werden bei diesen Pumpen auch als Verdränger bezeichnet. Da ein Verdränger dem anderen folgt, so kann die Flüssigkeit ununterbrochen auf der einen Seite angesaugt, auf der anderen Seite fortgedrückt werden. Diese Pumpen bedürfen deshalb gar keiner Steuerungsorgane. Gewöhnlich werden die Pumpen mit drehendem Kolben mit zwei parallelen Drehachsen gebaut, von denen jede zwei oder mehrere Kolben trägt, die bei der Drehung der Wellen so ineinander greifen, wie die Zähne eines Zahnrades. Von der großen Anzahl der Kolbenpumpen dieser Art sollen hier nur einige besprochen werden, um an ihnen die Grundsätze, welche bei diesen Pumpen maaßgebend sind, kennen zu lernen.

Eine Pumpe dieser Art, bei der die Kolbenwellen winklig zu einander liegen, wird von der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G. in Penig gebaut. Die Darstellung Fig. 947 läßt in theilweisem Schnitt die Form der Kegelräder erkennen, welche als Pumpenkolben benutzt werden. Die beiden Kegelräder sind auf den beiden Wellen befestigt, die in dem Pumpengehäuse unter einem stumpfen Winkel zu einander lagern. Nur eine der Wellen wird durch Riemenscheiben angetrieben. Die Bewegung auf das zweite Kegelrad wird durch das angetriebene Kegelrad selbst übertragen, dessen Zähne mit denen des andern Kegelrades in Eingriff stehen. Die Zähne wirken im Uebrigen wie Verdränger und lassen das Wasser durch die Zahnlücken hindurchtreten. Der Saugraum wird von dem Druckraum durch eine Zwischenwand getrennt, an

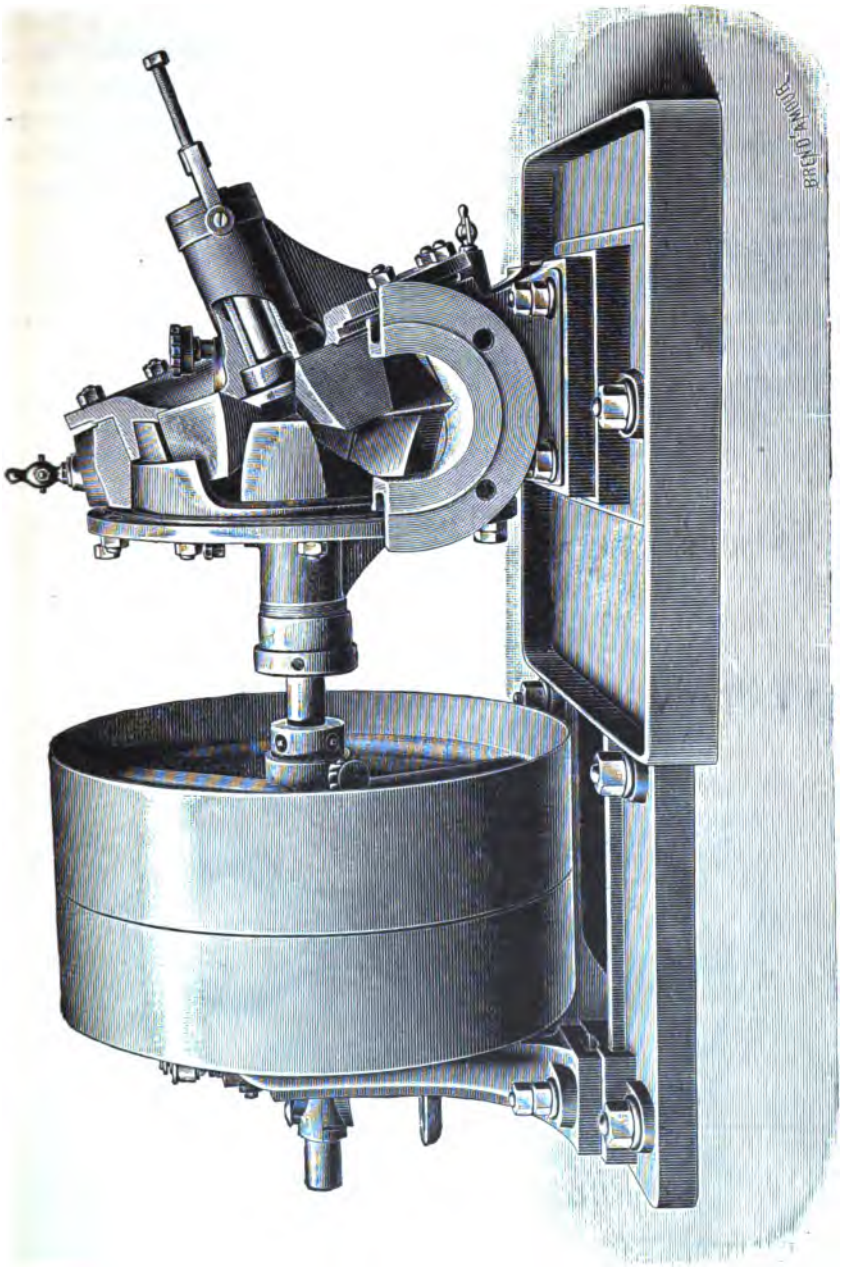


Fig. 947

welcher die Zähne der Kegelräder abdichtend vorbeischleifen. Diese Pumpen haben eine verhältnißmäßig große Umfangsgeschwindigkeit. Kleinere Pumpen laufen mit 200—500 Umdrehungen, größere mit 150—300 Umdrehungen in der Minute.

Die drehenden Kolben dieser Pumpenart entsprechen Zahnrädern, die mit einander in Eingriff stehen und durch deren Zahnlücken das Wasser von den vorwärts bewegten Zähnen fortgedrückt wird. Je größer die Zähne sind, desto größer werden auch die Zahnlücken sein und desto mehr Wasser muß bei einer Umdrehung des Zahnrades durch dieselben hindurchgehen. Es sind Pumpen mit Einzahnrädern und auch solche mit Mehrzahnrädern gebaut worden. Bei den meisten dieser Pumpen werden Zahnräder von weniger als vier Zähnen benutzt, und da bei ihnen die Zähne nicht dauernd im Eingriff bleiben können, so müssen beide Zahnradwellen angetrieben werden.

Die Root'sche Pumpe besteht aus zwei Zweizahnrädern Z_1 und Z_2, wie sie der Schnitt Fig. 948 wiedergiebt. Die Zähne des einen Zahnrades sind gegen

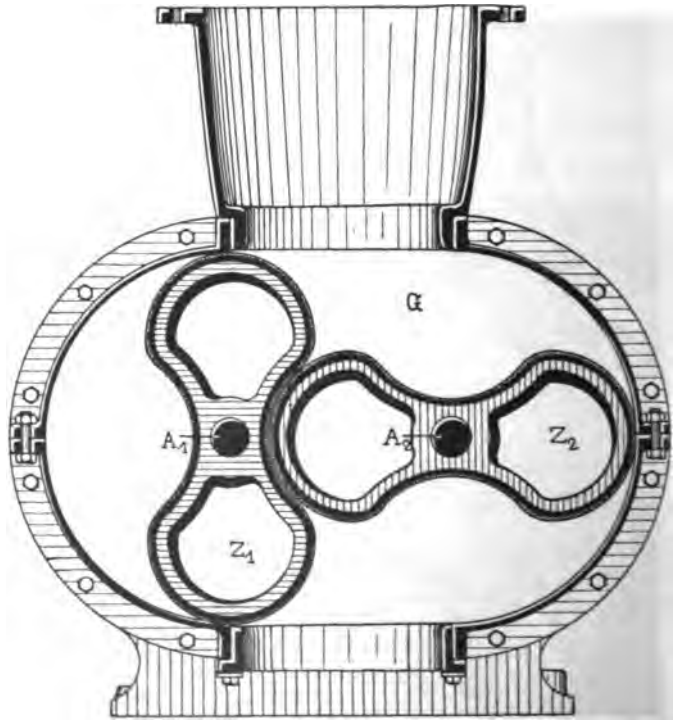


Fig. 948.

die des anderen um 90° versetzt, sodaß jedes bei der Drehung durch die Zahnlücken des anderen hindurchtreten kann. Die Achsen A_1 und A_2 für beide Zahn-

räder sind parallel gelagert, und es drehen sich die Zahnräder innerhalb eines Pumpengehäuses G, gegen dessen Wandungen der Umfang der Zahnräder abdichten muß. Die Zähne müssen aber auch während ihrer ganzen Umdrehung vollständig gegeneinander abdichten. Dies ist nicht leicht zu erreichen und erschwert ihre Herstellung ungemein.

Bei den bisher besprochenen Kapselpumpen wickeln sich die Flächen der sich bewegenden Körper, welche als Kolben dienen, an einander ab, und sie berühren sich daher stets nur in einer Linie. Deshalb muß für eine sehr gute Bearbeitung ihrer Oberfläche Sorge getragen werden. Dies ist aber bei der Form der Körper, die in Anwendung kommen, nicht leicht. Die Körper stehen wie die Zähne eines Zahnrades dauernd in Eingriff miteinander. Die Körper müssen deshalb eine sehr genaue Bearbeitung erhalten, wenn sie bei der Drehung gegen einander abdichten. Dies ist sehr schwer zu erreichen. Man ist deshalb von dieser Art Pumpen abgegangen, und es ist die Pumpe von Karl Enke in Schkeuditz nach einem völlig abweichenden Grundsatz gebaut. Anstatt der Liniendichtung der Abwickelungskörper, wie die Zähne des Zahnrades es sind, ist eine vollständige Flächendichtung durchgeführt. Wie der Schnitt Fig. 949 erkennen läßt, sind die

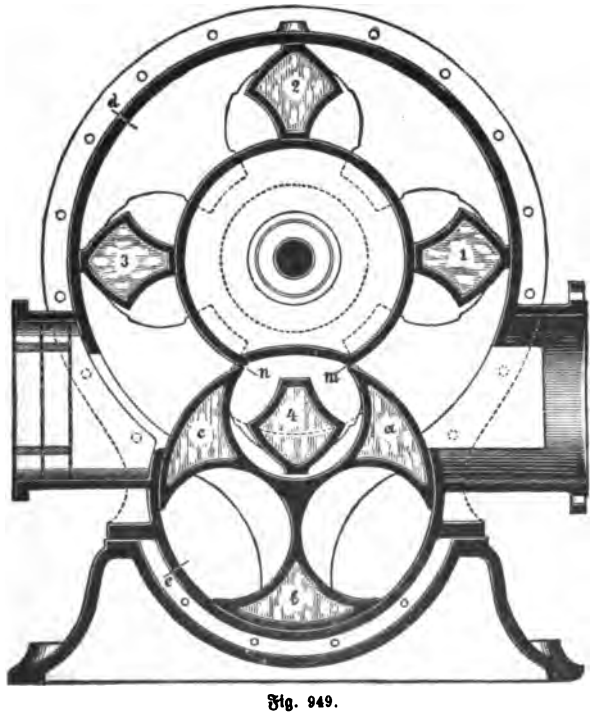


Fig. 949.

Arbeitskolben frei in den Cylinder hineinreichende Körper 1, 2, 3, 4, welche mit ihrem äußeren Umfang gegen das Cylindergehäuse d, mit ihrem inneren gegen einen Cylinder abdichten, welcher die Welle concentrisch umgiebt. Da letzterer nur dazu bestimmt ist, Dichtungsfläche darzubieten, so wird er Abdichtungscylinder

genannt. Die Enden der Kolben sind an einer verzahnten Scheibe befestigt, welche auf der Welle aufgekeilt ist. Bei der Drehung der Welle bewegen sich sonach die Kolben durch den ringförmigen Raum zwischen dem inneren Abdichtungscylinder und der Gehäusewand d, und da die Flächen cylindrisch sind, so lassen sie sich auch vollständig als Drehkörper bearbeiten und deshalb leicht völlig aus Eisen fertigen. Anstatt eines zweiten Zahnrades verwendet Enke einen Steuercylinder, der in dem unteren Gehäuse e lagert und dessen cylindrischer Umfang genau in den des Gehäuses eingepaßt ist. Der Steuercylinder ist mit drei Kammern versehen, groß genug, die Arbeitskolben 1—4 frei hindurch treten zu lassen. Die drei Steuerkolben a, b, c schneiden die Bahn des inneren Abdichtungscylinders, welcher aus diesem Grunde an seiner unteren Seite eine cylindrische Einbuchtung hat. Die Breite der Einbuchtung auf der Strecke m n ist gerade so groß, daß sie eine Kammeröffnung des Steuercylinders abdichtend überdecken kann. Auf diese Weise wird während des Durchgangs der Kolben 1—4 durch die Kammern des Steuercylinders der letztere die Saugleitung gegen die Druckleitung abdichten, indem sein Umfang an der Fläche m n unmittelbar vorbeistreicht. Beim Eintreten eines Kolbens in die Kammer ist sie nach der Saugleitung offen und nimmt das Wasser auf; beim Austreten des Kolbens aus der Kammer treibt dieser das Wasser in die Druckleitung.

Da der Steuercylinder keine Arbeit zu leisten hat, so wird nur die obere Welle angetrieben, und die untere Welle wird ohne großen Arbeitsverlust durch Zahnräder mitgenommen. Alle Dichtungsflächen können auf der Drehbank auf das genaueste Maaß bearbeitet werden, und da durchweg eine Flächendichtung möglich ist, so können die Pumpen mit einem stärkeren Druck arbeiten als die vorgenannten Kapselpumpen. Die Fabrik baut diese Pumpen in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle:

Nummer	Leistung in Liter in der Minute für dünne Flüssigkeiten	Tourenzahl	Leistung in Liter in der Minute für dicke Flüssigkeiten	Tourenzahl	Durchmesser der Riemenscheiben in mm	Breite	Ganze Länge der Pumpen in mm	Ganze Breite	Rohrweite in mm	Kraftbedarf für 10 m Förderhöhe in Pferdekräften	Gewicht in kg
1	80	160	50	100	230	60	625	270	35	0,2	95
2	150	160	100	105	300	70	740	320	50	0,4	150
3	250	150	150	90	350	90	860	380	70	0,7	225
4	350	140	250	100	425	120	1050	425	80	1,0	310
4a	425	135	300	95	500	140	1170	480	90	1,2	440
5	500	130	350	90	500	140	1200	480	100	1,3	490
6	700	120	500	85	550	150	1290	530	125	1,6	650
7	1000	115	700	80	575	180	1350	600	150	2,5	800
8	1500	110	1000	75	700	180	1575	640	160	3,8	1075
9	2000	105	1500	75	800	200	1675	670	175	5,0	1400
10	3000	90	2000	60	950	250	1960	740	225	7,5	1900
11	4500	80	3000	55	1100	300	2300	920	275	11,0	2700
12	6000	70	4500	50	1300	450	2600	1050	325	15,0	4200
13	8500	60	6000	40	1600	450	2900	1120	375	21,0	5900
13a	10000	50	8000	40	1800	475	3000	1200	425	25,0	6600
14	12000	50	8500	35	1950	525	3250	1300	450	30,0	8150

Die Jäger-Pumpe, wie sie von dem Pumpen- und Gebläsewerk C. H. Jäger & Co. in Leipzig-Plagwitz gebaut wird, läßt Fig. 950 im Schnitt erkennen. Auch bei ihr ist die Flächenabdichtung durchgeführt. Die drei Arbeits-

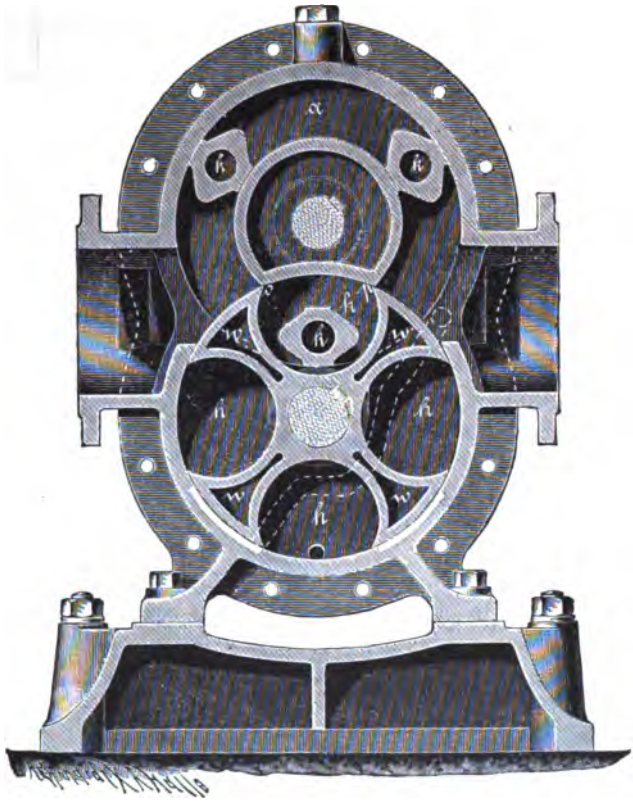


Fig. 950.

kolben k sind an einer vollen Scheibe a befestigt, die auf der Pumpenwelle aufgekeilt ist. Sie reichen frei in das Gehäuse hinein und kreisen durch den ringförmigen Raum zwischen dem Kapselgehäuse und dem inneren Abdichtungscylinder, gegen deren Umfang sie abdichten. Der Steuercylinder besteht aus den vier Steuerkörpern w, zwischen denen die Kammern h liegen. Er dichtet gegen die Einbuchtung des Abdichtungscylinders auf der Strecke o p ab. Die Dichtungsflächen der Steuerkolben stehen unter dem Druck des Wassers, und zwar die eine auf der Saugseite, die andere auf der Druckseite. Diesen Flächen gegenüber sind Aussparungen in dem Cylinder vorgesehen, welche durch Kanäle, die in dem Deckel des Kapselgehäuses sich befinden, mit der Saugseite bezw. mit der Druckseite der Pumpe eine Verbindung herstellen. Auf diese Weise steht der Steuerungscylinder auf zwei gegenüber liegenden Seiten unter gleichem Druck und wird entlastet. Die Pumpen werden nach Mittheilung der Fabrik für Druckhöhen von 50 m verwendet und können mit 10 Atmosphärendruck als Feuer-

spritzen arbeiten. Die Pumpen werden von der Fabrik in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Nummer	Für Wasser Lieferung in der Minute Liter	Für Wasser Umdrehungen in der Minute	Für sehr dicke Flüssigkeiten Lieferung in der Minute Liter	Für sehr dicke Flüssigkeiten Umdrehungen in der Minute	Rohrweiten mm	Riemenscheiben-Durchmesser mm	Riemenscheiben-Breite mm	Kraftbedarf für 10 m Förderhöhe in Pferdekräften	Ungefähres Gewicht kg
0	80	250	50	160	35	250	60	0,3	100
1	150	225	100	150	50	325	70	0,5	174
2	225	200	150	130	65	375	75	0,8	230
3	350	175	250	125	80	425	120	1,2	361
4	500	150	400	110	100	550	140	1,8	545
5	750	135	550	100	125	600	150	2,5	950
6	1000	120	750	90	150	725	170	3	1007
7	1600	110	1200	80	175	900	180	5	1450
8	2000	100	1400	70	225	1000	200	6	1650
9	3500	90	2500	65	275	1200	225	10	1800
10	5000	80	3750	60	325	1400	250	14	2750
11	6500	70	4500	50	350	1750	275	18	3950
12	10000	65	7000	45	450	2000	300	28	5400
13	14000	60	9000	40	550	2500	350	40	8000

Fig. 951 stellt eine Jäger-Pumpe für Transmissionsbetrieb dar. Die Arbeitswelle der Pumpe ruht in drei Lagern. Zwischen den beiden Außenlagern trägt

Fig. 951.

sie die Fest- und Losscheibe für den Antrieb und das Rädervorgelege zur Uebertragung der Drehbewegung auf die Steuerwelle.

Die Kapselpumpe von Ed. Martin in Leipzig, deren Theile Fig. 952 wiedergiebt, ist eine Pumpe der gleichen Art. Sie unterscheidet sich von den vorgenannten Pumpen indessen dadurch, daß die freien Enden der drei Pumpen-

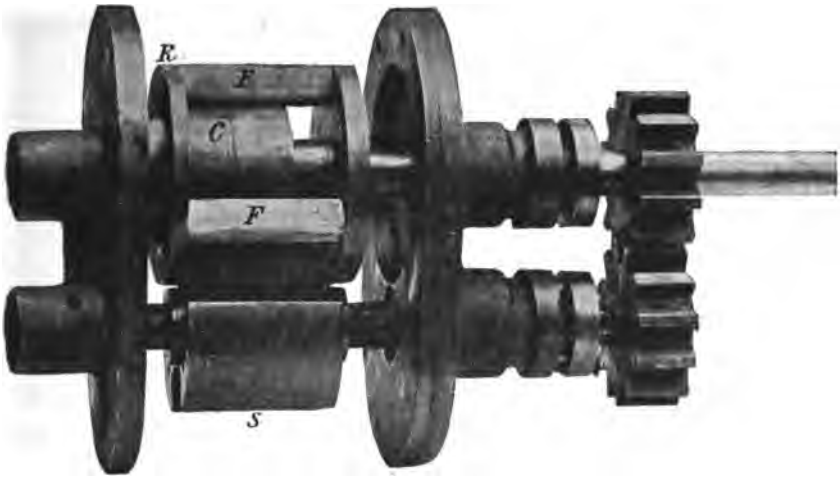


Fig. 952

kolben F durch einen gemeinschaftlichen Ring R miteinander verbunden sind, der gegen den Umfang sowohl des Gehäuses, als des Abdichtungscylinders C sich anschließt. Frei in den Cylinder hineinragende Kolben sind Körper, welche mehr oder weniger federn und deren freie Enden unter dem Druck des Wassers zurückgehalten werden. Derartige Pumpenkolben werden deshalb während ihrer Arbeit stets in gepreßtem Zustande sich befinden, und es genügt alsdann ein verhältnißmäßig unbedeutender Widerstand, wie er durch Verunreinigung des Wassers hervorgerufen wird, um einen Bruch herbeizuführen. Dieser Mangel soll durch die Vereinigung der drei Kolben beseitigt werden. Die Kolben gehen bei ihrer Arbeit in bekannter Weise durch die Kammern eines Steuercylindes S hindurch.

Die Darstellung Fig. 952 läßt erkennen, wie der Arbeitskörper mit den drei Kolben F in den Steuercylinder S eingreift. Der Mantel des Pumpengehäuses ist entfernt und auch der Deckel ist zurückgezogen. Die Darstellung läßt erkennen, wie die Kolben F und der Ring R gegen den Umfang des Abdichtungscylinders C anschließen. Die Scheibe, an welcher die Kolben befestigt sind, sowie der Ring R treten selbst in die Vertiefung der Deckel ein, sodaß die ganze Arbeitsfläche vom Kolben eingenommen wird. In der Fig. 953 ist der Arbeitskörper mit den drei

Fig. 953.

Kolben F und der Steuercylinder S besonders dargestellt. Aus der Darstellung geht deutlich hervor, wie die drei Kolben durch den Ring R miteinander verbunden sind.

Die Pumpe der Maschinen- und Armaturen-Fabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Pfalz), welche Fig. 954 und 955 in zwei Stellungen ihrer Kolbenkörper zeigt, arbeitet mit drei Zweizahnrädern. Die beiden unteren Wellen sind in gleicher Höhe gelagert und tragen Verdränger von

Fig. 954.

Fig. 955.

gleicher Form, die dritte Welle ist oberhalb der beiden unteren in der Mittelebene des Pumpengehäuses gelagert. Sie besteht aus einem Cylinder mit zwei geraden Kolbenkörpern, welche gegen den Umfang des Gehäuses abdichten. Die Kolben der unteren Wellen sind an ihrem Umfange cylindrisch abgedreht und rollen sich

während der Drehung mit ihrem Cylindermantel auf dem Umfange des Cylinders der oberen Welle ab. Zwei kammerartige Aussparungen zwischen den Kolbenkörpern gestatten es, daß die Kolben des oberen Cylinders zwischen den unteren frei hindurchtreten, ohne sie zu berühren. Der obere ist der Arbeitscylinder, die beiden unteren dienen zur Steuerung. Es wird deshalb auch nur die Welle des oberen Kolbens direkt angetrieben. Die anderen Wellen werden durch Zahnräderantrieb von der Hauptwelle in Umdrehungen versetzt. Wie aus dem eingezeichneten Pfeile zu erkennen ist, strömt das Wasser in der Hauptsache von der Saugseite über den Arbeitscylinder hinweg nach der Druckseite. Die Steuercylinder stehen in Wasser, welches an der Strömung wenig Theil nimmt.

Die Kreisel- oder Centrifugalpumpen.

Bei den bisher besprochenen Pumpen mit kreisendem Kolben wirken die Kolben als Verdränger, und es haben diese Pumpen eine verhältnißmäßig geringe Geschwindigkeit. Bei den Kreiselpumpen wird ein Flügelrad in eine verhältnißmäßig schnelle Umdrehung versetzt, und durch diese schnelle Umdrehung wird der Flüssigkeit eine lebendige Kraft ertheilt, durch welche sie auf die gewünschte Förderhöhe gehoben wird. Das kreisende Schaufelrad nimmt die Flüssigkeit mit und wirkt dabei sowohl durch Druck, wie anderseits durch die Centrifugalkraft treibend auf die Flüssigkeit ein. Je nachdem die Fliehkraft oder die Druckwirkung überwiegt, unterscheiden wir Schleuderpumpen oder Schraubenpumpen.

Im Allgemeinen läßt man die Kreiselpumpen so wenig wie möglich saugend wirken, weil mit zunehmender Saughöhe ihr Wirkungsgrad nachläßt. Auch zur Überwindung größerer Druckhöhe sind diese Pumpen nicht geeignet. Selten nimmt man für Kreiselpumpen die Förderhöhe größer als 15 m an*), bei größeren Druckhöhen nimmt der Wasserverlust zu, der durch den Spielraum der Flügel innerhalb des Pumpengehäuses entsteht. Durch diesen Spielraum wird umsomehr Wasser nach der Saugseite zurücktreten, je höher das Wasser gedrückt werden muß. Auch bei den besten Constructionen bleibt der Wirkungsgrad der Kreiselpumpen hinter dem der Kolbenpumpen zurück.

Die Schleuderpumpen.

Bei diesen Pumpen erfolgt die Förderung der Flüssigkeit hauptsächlich durch die Fliehkraft. Die Leistung der Pumpe, d. h. die Größe der Förderhöhe derselben, wird sonach abhängig sein von der Umdrehungsgeschwindigkeit des Schaufelrades. Je schneller ein Schaufelrad sich umdreht, desto größer wird die Fliehkraft der Flüssigkeit sein müssen, welche von den Schaufeln in Bewegung gesetzt wird, und desto höher wird auch diese Flüssigkeit gefördert werden können.

---

*) Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik".

Eine Centrifugalpumpe mit wagerecht gelagerter Welle ist in Fig. 956 im Schnitt und in Fig. 957 im Grundriß dargestellt. Das Gehäuse G ist an einer Seite offen, und es schließt sich hier das Saugrohr S so an, daß das Wasser dem Rade in der Mitte zuströmt. Das Schaufelrad besteht aus einem

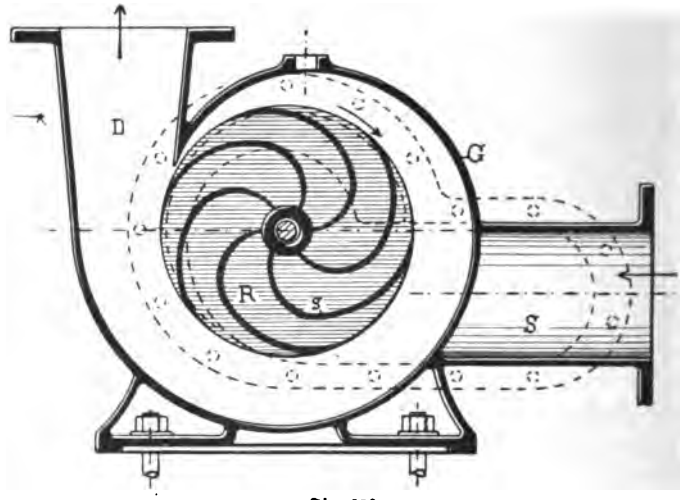


Fig. 956.

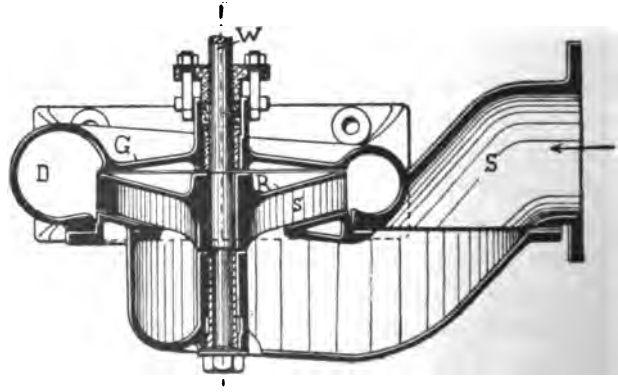


Fig. 957.

vollen Boden R, auf welchem die gekrümmten Schaufeln s befestigt sind. Das Gehäuse G umgiebt schraubenförmig das Schaufelrad in der Weise, daß es gegen das Druckrohr D hin immer weiter wird. In der Mitte des Rades strömt das Wasser den Schaufeln zu, wird gegen den Umfang des Gehäuses geschleudert und aus dem Druckrohr herausgetrieben. Die Welle W des Schaufelrades lagert einerseits im Pumpengehäuse, andererseits im Saugrohr und wird mittelst Riemenscheibe in Umdrehung gesetzt.

Eine Centrifugalpumpe mit zweiseitigem Wassereinlauf zeigt Fig. 958 im Längsschnitt und Fig. 959 im Querschnitt.*) Wegen des zweiseitigen Einlaufes ist das Gehäuse G in seiner Mittelebene getheilt und an jeder Hälfte ein

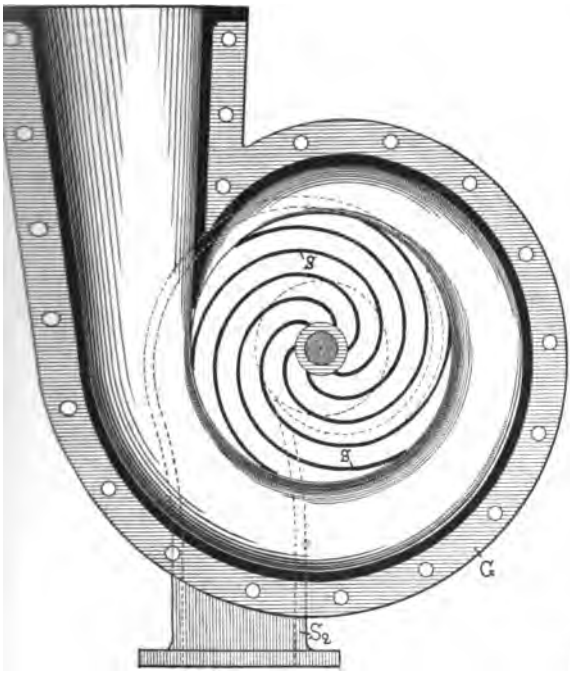


Fig. 958.

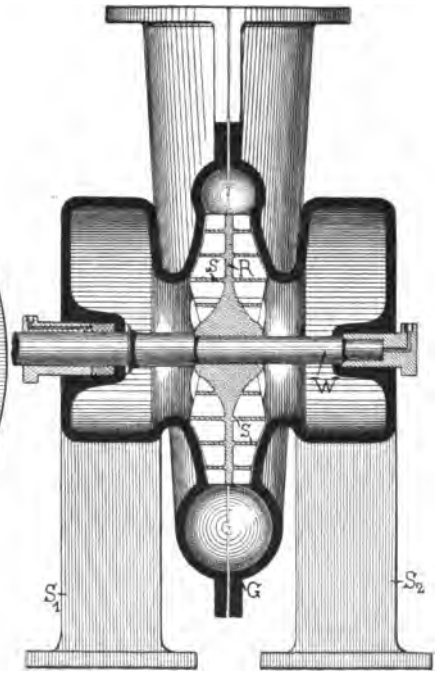


Fig. 959.

Einlaufstutzen S_1 und S_2 angegossen. Gegen das Saugrohr hin ist das Gehäuse auf beiden Seiten offen. Das Schaufelrad besteht aus einer vollen Mittelscheibe R, welche mit ihrer Nabe auf der Pumpenwelle W befestigt ist. Ihre nach rückwärts gekrümmten Schaufeln s sind gleichmäßig zu beiden Seiten der Scheibe angebracht. Sie verjüngen sich gegen den Umfang hin. Das Gehäuse G des Schaufelrades umgiebt dieses schraubenförmig und ist gegen das Druckrohr hin erweitert. Durch die Theilung des Schaufelrades nach seiner Mittelebene sind hier eigentlich zwei Pumpen zu einer vereinigt, welche die Flüssigkeit in ein gemeinschaftliches Druckrohr liefern.

Die Centrifugalpumpe von Brodnitz & Seidel in Berlin zeigen Fig. 960 und 961.*) Das Schaufelrad R ist auf der Welle W befestigt und mit gekrümmten Schaufeln s versehen, die nach außen verjüngt zulaufen und durch Seitenwände d_1 und d_2 abgedeckt sind, sodaß das Wasser, welches in der Mitte dem Rade zu-

*) Prof. C. Fink, „Constructionen der Kolben- und Centrifugalpumpen, Ventilatoren und Exhaustoren".

*) Prof. K. Hartmann, „Die Pumpen".

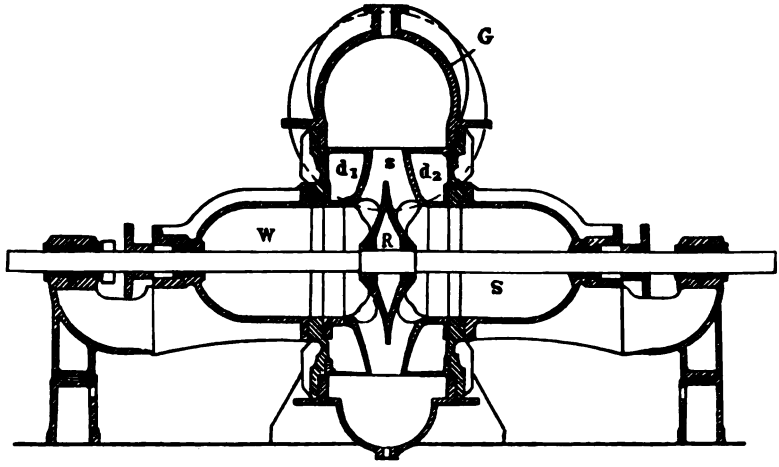


Fig. 960.

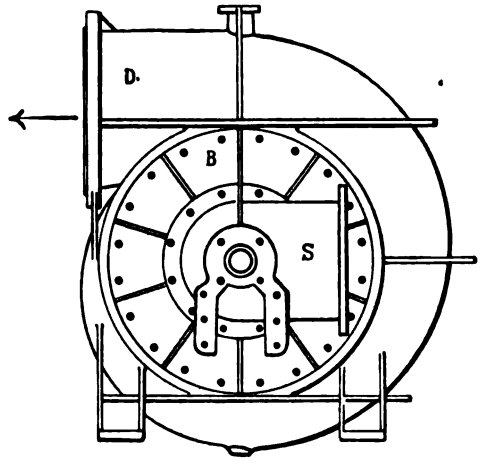


Fig. 961.

geführt wird, von dem Saugraum S nach dem Druckraum D hin geschlossene Radkanäle durchläuft. Die Ränder der Radkanäle sind abgedreht und dichten gegen die ringförmigen Einsätze des Gehäuses G ab. Zwischen diesen beiden Ringen verbleibt ein Raum, der mit Flüssigkeit sich ausfüllt und dieser Flüssigkeitsring dreht sich gleichförmig mit. Er verhindert, daß Flüssigkeit von der Druckseite nach der Saugseite zurückfließt. Das Gehäuse ist nicht getheilt, sondern mit seitlichen Deckeln versehen, an denen die Saugrohre S sich anschließen. Die Welle W ist beiderseits durch das Gehäuse hindurch geführt und liegt in besonderen Außenlagern.

Eine Darstellung einer solchen Centrifugalpumpe der genannten Fabrik für Riemenscheibenantrieb giebt Fig. 962.

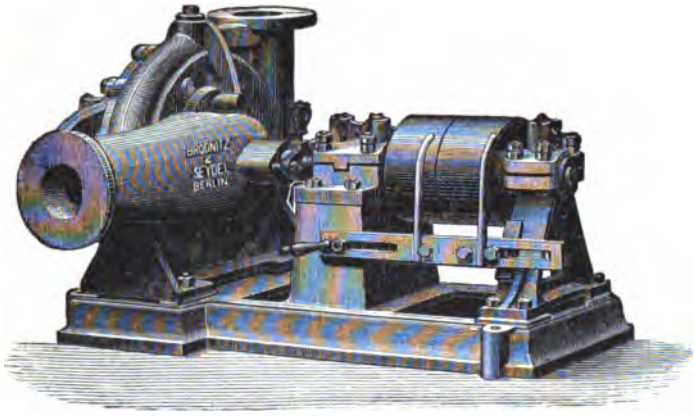


Fig. 962.

Die Centrifugalpumpen dieser Art mit Elektromotorantrieb werden in Größen und für Leistungen entsprechend der auf Seite 840 stehenden Tabelle gebaut.

Die Schraubenpumpen.*)

Wegen ihren geringen Leistungen sind diese Pumpen sehr wenig im Gebrauch. Die Flüssigkeit soll bei ihnen durch den Druck schraubenförmiger auf einer Welle befestigter Flügel gefördert werden. Es geschieht dies beispielsweise durch Anordnung einer Anzahl schraubenförmiger Schaufeln auf einer in einem senkrechten Rohr gelagerten Welle. Wenn sich der untere Theil des Rades im Unterwasser befindet, so wird durch seine Drehung die Flüssigkeit in dem Rohr aufsteigen müssen. Neuerdings werden kegelförmige Räder, welche schraubenförmig mit Schaufeln besetzt sind und auf horizontaler Welle sich drehen, verwendet. Sie haben einen etwas besseren Wirkungsgrad, als die vorgenannten, immerhin aber einen sehr geringen im Vergleich zu anderen Pumpen. Wir können davon absehen, auf die Ausführungen dieser Pumpen hier näher einzugehen.

Dampfdruckpumpen oder Pulsometer.

Bei den Pumpen dieser Gattung wird die Flüssigkeit durch Dampfdruck gefördert, während sich dabei ein Theil des Dampfes condensirt, übt er gleichzeitig eine saugende Nachwirkung auf das zu hebende Wasser aus. Wir unterscheiden einfachwirkende und doppeltwirkende Pulsometer. Bei den einfachwirkenden Pulsometern erfolgt die Saug- und Druckwirkung in einem und demselben Gefäße

*) Prof. K. Hartmann, „Die Pumpen".

Für Förderhöhen bis 15 m.

Nummer der Pumpe	1		2		3		4		5		6			7		
Durchmesser des Saugrohres in mm	70		80		125		150		200		250			275		
Durchmesser des Druckrohres in mm	70		80		100		125		150		200			225		
Flanschendurchmesser des Saugrohres in mm	185		200		260		290		350		400			425		
Flanschendurchmesser des Druckrohres in mm	185		200		230		260		290		350			370		
Zahl der Lagerböcke am Gehäuse	1		1		1		1		2		2			2		
Leistung in Litern in der Minute	200	300	400	600	800	1000	1200	1500	1800	2100	2400	3000	3600	4000	4500	5000
Umdrehungen bei 5 m Förderhöhe in der Minute	1240	1300	1040	1125	885	935	800	820	660	670	550	565	580	500	510	520
Umdrehungen bei 10 m Förderhöhe in der Minute	1680	1760	1410	1470	1185	1225	1080	1110	900	910	760	770	780	680	690	700
Umdrehungen bei 15 m Förderhöhe in der Minute	2080	2120	1700	1750	1425	1455	1325	1350	1100	1110	930	940	950	835	845	855
Betriebsarbeit in Pumpe No. 5 bei 5 m Förderhöhe	1	1,25	1,5	1,9	2,25	2,7	3	3,5	4	4,5	5	5,75	6,5	7	7,66	8,25
Betriebsarbeit in Pumpe No. 5 bei 10 m Förderhöhe	1,5	2	2,5	3,5	4,5	5,25	6	7	8	9	10	11,5	13	14	15,25	16,5
Betriebsarbeit in Pumpe No. 5 bei 15 m Förderhöhe	2,25	2,75	3,5	5	6,75	7,9	9	10,5	12	13,5	15	17,25	19,5	21	23	24,75

Die Umdrehungszahl ist annähernd; sie gilt für kurze Rohrleitung mit nicht mehr als 2 Krümmern. Für Rohrleitungen, deren Länge die Förderhöhe erheblich übersteigt, und welche mehr als 2 Krümmer haben, ist bei Feststellung der Umdrehungszahl der Durchflußwiderstand zur Förderhöhe hinzu zu rechnen.

nach einander. Die doppeltwirkenden Pulsometer bestehen aus zwei zu einem Körper vereinigten Gefäßen, von denen jedes abwechselnd unter Saug- und Druckwirkung steht. Die wesentlichen Vorzüge, welche die letzteren gegenüber den ersteren haben, sind die Ursache, daß einfachwirkende Pulsometer kaum noch im Gebrauch sind. Die doppeltwirkenden Pulsometer werden für alle möglichen Zwecke der Flüssigkeitsförderung gebraucht, so als Schiffspumpen, zum Füllen der Wasserbehälter, für Wasserstationen der Eisenbahn, zum Auspumpen von Gruben, namentlich bei unreiner Flüssigkeit und dergl. mehr. Bei den doppeltwirkenden Pulsometern muß der Dampf abwechselnd in das eine und in das andere der beiden Gefäße eingeleitet werden; die Steuerungen, welche sich dazu nöthig machen, sind fast immer selbstthätige.

Der Pulsometer von Neuhaus & Co. in Luckenwalde ist in Fig. 963 und 964 in zwei Schnitten und in Fig. 965 in Ansicht dargestellt. Die beiden Gefäße A und B, welche zu einem Körper vereinigt sind, bilden die Pumpenkammern. Sie haben nach oben verjüngt zulaufende Hälse, die an dem Dampfkopf P zusammenlaufen und nur durch ein Kugelventil K von einander getrennt sind. Dieses läßt abwechselnd den Dampf in die Kammer A oder B. Das Dampfrohr V schließt sich an den Dampfkopf an. Jede der beiden Pumpenkammern A und B hat an ihrem Boden ein Saugventil S und gegen den gemeinschaftlichen Druckkasten U hin je ein Druckventil D. Unterhalb der Saugventile schließt sich an eine gemeinschaftliche Kammer beider das Saugrohr an. Ein Fußventil F in demselben soll verhindern, daß beim Stillstand des Pulsometers das Wasser von selbst abläuft. Das Druckrohr schließt oben an den Druckkasten U an.

Fig. 963.

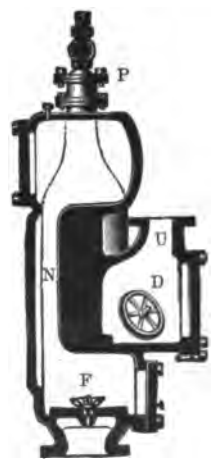


Fig. 964.

Zwischen den Hälsen der beiden Kammern A und B ist ein Windkessel W gebaut, der durch einen Kanal N mit dem Saugrohr in Verbindung steht. Er soll es verhindern, daß die Flüssigkeit stoßweise angesaugt wird. Damit diesem Windkessel die erforderliche Luft zugeführt werden kann, welche er für einen gleichmäßigen Gang des Pulsometers haben muß, sind an den Hälsen Luftventile vorgesehen. In ihrem unteren Theile sind die Kammern A und B mit der Druckkammer U durch zwei Einspritzkanäle verbunden. Sie dienen dazu, durch Einspritzen von Wasser die Condensation des Dampfes zu unterstützen und falls eine Kammer einmal leer gelaufen sein sollte, ein selbstthätiges Anfüllen der Kammer aus dem Druckraum zu ermöglichen.

Der Pulsometer wird in der Weise in Gang gesetzt, daß das Dampfventil V geöffnet wird. Der Dampf strömt alsdann in diejenige Pumpenkammer ein, welche die Steuerungskugel K offen gelassen hat — in der Fig. 963 ist es die Kammer B — und drückt das in derselben befindliche Wasser durch die Druckkammer U in das Druckrohr. Sobald das Wasser aus der Pumpenkammer herausgedrückt ist, tritt in Folge Druckverminderung während der Condensation des eingeströmten Dampfes die Umsteuerung der Kugel K ein. Der Dampf gelangt darauf in die andere Kammer und drückt aus dieser das Wasser fort, während der zurückbleibende Dampf in der ersten Kammer condensirt. Dabei wirkt das Einspritzwasser mit, welches aus der unter Druck stehenden gefüllten Kammer hineingedrückt wird. Durch die Condensation des Dampfes tritt Luftverdünnung ein und es wird neues Wasser aus dem Saugrohr in die leere Kammer gesaugt. Der Vorgang setzt sich ununterbrochen wechselseitig in den beiden Pumpenkammern fort.

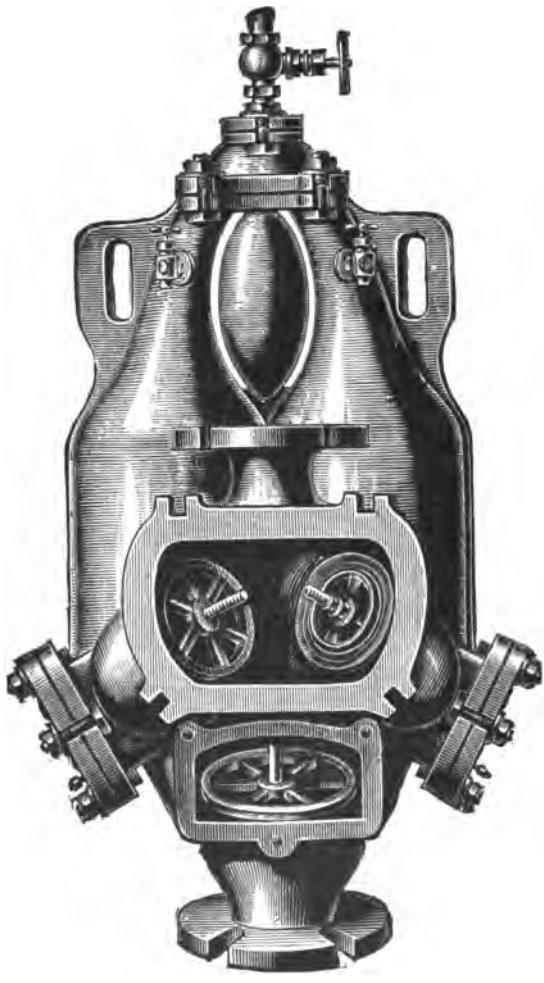


Fig. 965.

Die Druckhöhe, die vom Pulsometer überwunden werden kann, findet in der gegebenen Dampfspannung ihre Grenzen. Im Allgemeinen wird angenommen, daß die Dampfspannung wenigstens $1^1/_2$ Atmosphären größer sein muß, als der Gegendruck der Wassersäule im Druckrohr. Je größer die Dampfspannung ist, desto größer ist die Nutzwirkung des Pulsometers. Kann man mit der vorhandenen Dampfspannung die erforderliche Druckhöhe nicht überwinden, dann muß die Arbeit mehreren über einander angeordneten Pulsometern übertragen werden, von denen jeder höhere unmittelbar auf das Druckrohr des unteren aufgestellt wird. Der Pulsometer kann noch bei einer geneigten Lage von etwa 45° arbeiten. Da der Dampf im Pulsometer mit der zu fördernden Flüssigkeit in direkte Berührung kommt, so wird die Flüssigkeit erwärmt und zwar beträgt diese Erwärmung:

Bei Förderhöhen bis zu 10 m . . . . . $1\frac{1}{2}$—2° C.
„ „ von 10—20 „ . . . . . 2 —$3\frac{1}{2}$° C.
„ „ „ 20—30 „ . . . . . $3\frac{1}{2}$—5° C.
„ „ „ 30—40 „ . . . . . 5 —7° C.
„ „ „ 40—50 „ . . . . . 7 —9° C.

Die Fabrik giebt für die Größen der Pulsometer, welche sie baut und für ihre Leistungen folgende Tabelle:

Pulsometer-Nummer . .		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	13
Leistung in der Minute in Litern auf nebenstehenden Förderhöhen	5 m	160	200	325	450	600	800	1100	1450	1650	2250	3000	4000	7000
	10 m	130	175	300	400	550	700	1050	1300	1550	2100	2700	3500	6000
	20 m	90	120	210	300	400	500	800	1050	1250	1650	2000	3000	5000
	30 m	60	80	150	225	300	360	550	750	900	1100	1500	2300	3500
Innerer Durchmesser der Anschlußrohre in mm	Dampfrohr	6	10	10	13	13	13	20	20	25	32	40	50	60
	Druckrohr .	25	32	40	50	70	80	100	100	125	125	150	175	225
	Saugrohr .	32	40	50	65	80	90	100	125	150	150	175	200	250
Gewicht in kg ca.		40	50	85	110	140	200	225	330	350	550	750	960	1800
Kesselgröße in qm Heizfläche		2,5	3	4,5	6	7	9	11	14	17	20	25	30	60

Der Pulsometer der Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover besitzt für das Einspritzwasser ein besonderes Vertheilungsorgan, welches die Menge der Flüssigkeit, die eingespritzt wird, regelt, und es verhütet, daß die Einspritzung zu einer Zeit erfolgt, wo sie zwecklos ist. Fig. 966 stellt einen Schnitt, Fig. 967

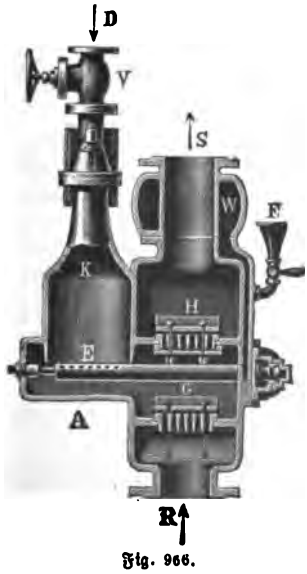


Fig. 966.

Fig. 967.

eine Ansicht des Pulsometers dar. Das Saugrohr R mündet in der Ventilkammer und auch das Druckrohr S zweigt von dieser ab, während in die

Pulsometerkammern K_1 und K_2 nur das Dampfrohr D einmündet. Letzteres kann durch das Dampfventil V abgestellt werden. Zur Umsteuerung des Dampfes ist eine pendelnde Zunge Z an der Stelle angeordnet, wo die Hälse der beiden Kammern K_1 und K_2 zusammenstoßen. Eine Bewegung von wenigen Millimetern genügt, um mittelst der Zunge Z entweder die eine oder die andere Mündung der Kammern an dieser Stelle abzuschließen. Das Einspritzwasser wird am Fuße der Kammern K_1 und K_2 durch das Rohr E zugeführt, das mit feinen Löchern versehen ist. Es steht das Einspritzrohr E mit dem Windkessel W in Verbindung, der das Druckrohr der Ventilkammer theilweise umgiebt.

Jedesmal beim Herausdrücken der Flüssigkeit aus einer Kammer wird der Windkessel W von neuem durch das Einspritzrohr mit Wasser aus dieser Kammer gefüllt. Es muß deshalb der Druck im Windkessel dem in der Druckleitung entsprechen, welcher der Förderhöhe gleichkommt. Sofort nach Entleerung der Kammer strömt die Flüssigkeit auf gleichem Wege aus dem Windkessel in die Kammer zurück. Das Wasser wird dadurch in vielen Strahlen mit starkem Druck in die Kammer eingespritzt und befördert die Dampfcondensation. In Folge der entstehenden Luftverdünnung steuert die Dampfzunge Z die Dampfeinströmung um, und es wird die Flüssigkeit der anderen Kammer in derselben Weise nach dem Windkessel W gedrückt. Die Verbindung des Einspritzrohres E mit dem Windkessel wird aber durch das Vertheilungsorgan U vermittelt. Durch den Druckwechsel in den Kammern wird auch dieses umgesteuert und die Einspritzung der entleerten Kammern abgestellt.

Da sich stets am oberen Ende des Halses der Pulsometerkammern K_1 und K_2 etwas Luft ansammelt und durch das nachströmende Wasser Stöße entstehen, so werden an dieser Stelle Entlüftungsventile L angeordnet. Zum Füllen des Pulsometers mit Wasser beim Anlassen ist der Fülltrichter F vorgesehen. Die Fabrik giebt für die Größen und Leistungen dieser Pulsometer folgende Tabelle:

Nummer	Leistung in Litern in der Minute bei einer Förderhöhe von										Lichte Rohrweite in mm	
	10 m		20 m		30 m		40 m		50 m		Wasserrohr	Dampfrohr
4	660	—	550	—	475	—	400	—	250	—	100	30
6	1250	1100	1200	1000	900	770	800	720	660	580	125	35
8	2200	1750	2100	1560	1800	1400	1500	1200	1250	1000	175	50
9	3200	2400	3000	2000	2400	1800	2100	1600	1700	1500	200	60
11	6000	4800	4500	3700	4200	3400	3600	3000	3200	2500	250	70

Der Pulsometer von Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau, welcher durch Fig. 968 und 969 dargestellt ist, hat ebenfalls besondere Einspritzvorrichtungen. Durch abwechselndes Umsteuern des Dampfeinlasses werden auch bei diesem Pulsometer die Kammern A und A_0 abwechselnd mit Wasser gefüllt und entleert. Zur Umsteuerung des Dampfeinlasses sind die Oeffnungen der Dampfeinlasse H und H_0 von Ventilklappen f beherrscht. Das Saugrohr mündet

bei F in den gemeinschaftlichen Saugraum beider Kammern. Er ist durch die Saugklappen S und S_0 abgeschlossen. Der gemeinschaftliche Druckkasten schließt

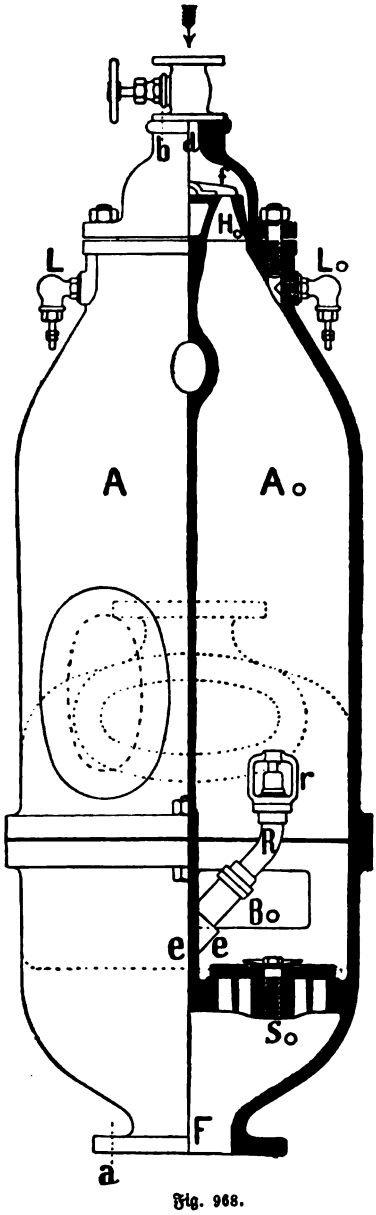


Fig. 968.

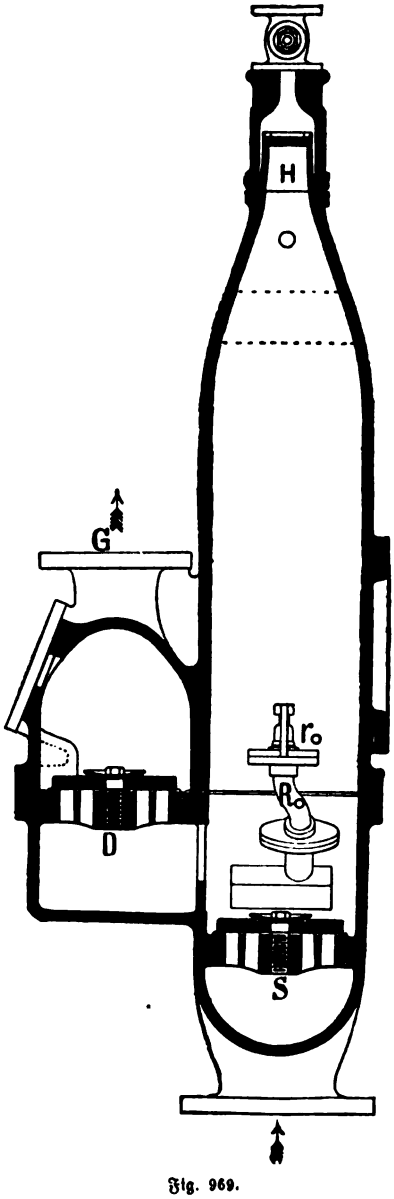


Fig. 969.

nach hinten an die Kammern an und läuft bei G in die Druckleitung aus. Eine Verbindung zwischen den Pulsometerkammern und der Druckkammer wird durch

die Oeffnungen B und B_0 in der Rückwand dieſer Kammern hergeſtellt. Sinkt die Flüſſigkeit in der Druckkammer bis unter die obere Kante dieſer Oeffnungen, ſo entſteht eine plötzliche Vergrößerung der Waſſeroberfläche, und die Condenſation des Dampfes wird dementſprechend weſentlich geſteigert. In Folge deſſen wird auch die Zuſtrömung des Dampfes beſchleunigt.

Wenn der Pulſometer gut arbeiten ſoll, iſt es nothwendig, daß die Saug- und Druckperioden in beiden Kammern gleichzeitig abſchließen. Zu dieſem Zwecke iſt mittelſt der Rohre R und R_0, die von den Ventilen r und r_0 abgeſchloſſen ſind, die Druckkammer mit den Condenſationskammern verbunden. Je ſtärker der Druck iſt und je ſchneller ſich eine Kammer entleert, deſſo ſtärker iſt die Einſpritzung und die Condenſation in der anderen Kammer und deſto ſchneller füllt ſie ſich.

Der Pulſometer von C. Henry Hall Nachfolger Carl Eichler in Berlin iſt in Fig. 970 und 971 im Durchſchnitt und in Fig. 972 in Anſicht

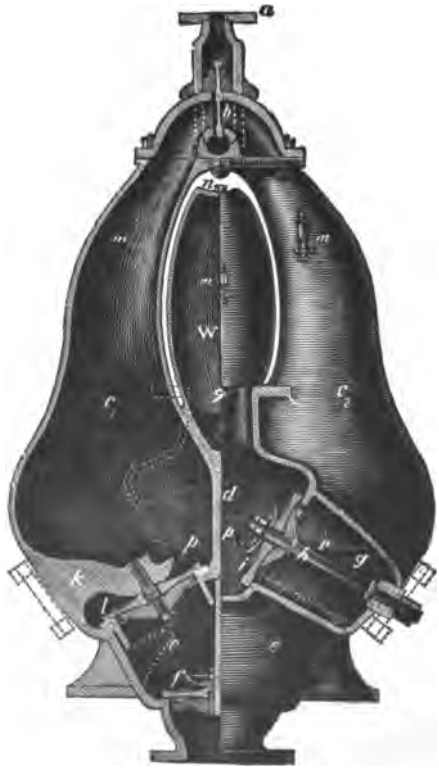


Fig. 970.

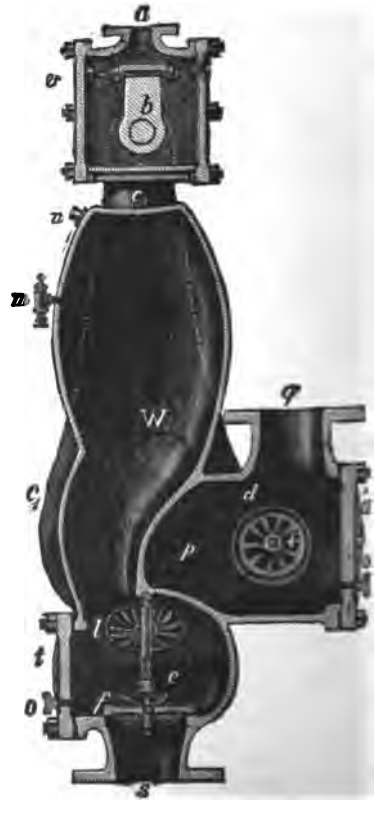


Fig. 971.

dargeſtellt. Wie bei den beſprochenen Pulſometern von Gebr. Körting wird zur Umſteuerung des Dampfes von dem Dampfeinlaßrohr a in eine der beiden

Pulsometerkammern c_1 und c_2 eine pendelnde Zunge b benutzt. Diese ist aber hier oben aufgehängt. Die Druckventile i sind in der Druckkammer p, die Saugventile l am Fuße der Kammern angebracht. Zwischen beiden Kammern lagert der Saugwindkessel W. Nach der Saugrohrleitung s hin ist die Saugkammer durch das Ventil f abgeschlossen. Von dem Druckkasten d aus wird das Einspritzwasser in die Pulsometerkammern durch eine Anzahl Löcher p zugeführt. In seiner Wirkungsweise unterscheidet sich dieser Pulsometer nicht von den übrigen. Die Fabrik liefert ihn in Größen und für Leistungen entsprechend nachfolgender Tabelle:

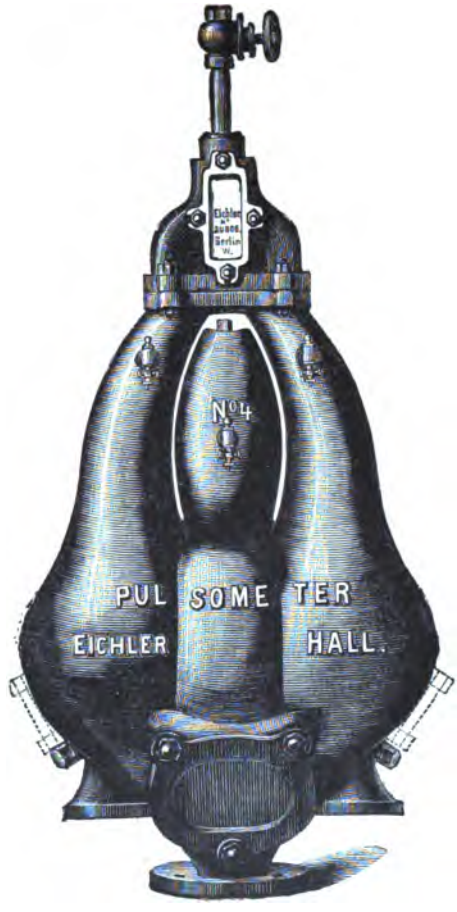


Fig. 972.

Nummer	Leistung in der Minute in Liter bei 6 Atmosphären und einer Förderhöhe von					Gewicht	Nothwendige Heizfläche des Kessels	Innere Rohrdurchmesser in mm	
	5 m	10 m	20 m	30 m	50 m	etwa kg	in qm	Saug- und Druckrohr	Dampfrohr
0	60	50	35	25	20	23	1	25	6
1	100	70	50	40	30	36	2	33	10
2	160	125	100	75	60	49	2,5	40	10
3	250	200	160	125	90	80	3	50	10
4	350	250	200	150	120	104	4	65	13
5	500	400	320	240	200	158	5	80	20
6	600	500	400	300	275	222	9	90	26
7	900	750	600	400	350	267	10	100	26
8	1350	1100	920	700	500	390	15	125	33
9	1800	1500	1250	1000	600	530	20	150	40
10	2000	1600	1400	1200	650	540	25	175	40
11	3500	3100	2450	1800	900	942	30	200	52
12	5000	4500	3300	2500	1250	1216	48	225	52
13	7000	6000	4500	3100	1600	1300	55	330	65
14	10000	8200	5000	3500	1800	1700	70	405	78

Wenn die Förderhöhe eine große ist, so kann die Wirkung der Pulsometer sich verringern. Bevor noch eine Kammer vollständig entleert wurde, findet dann schon Umsteuerung statt, und es wird in Folge dessen immer ein Theil der Flüssigkeit zurückbleiben. Bei Pulsometern mit einer Kammer ist dies ausgeschlossen.

Eine Einkammer-Dampfpumpe wird unter der Bezeichnung Aquapult von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover eingeführt, wie sie in Fig. 973 im Schnitt und in Fig. 974 in der Ansicht sich darstellt. Der Steuerkopf C enthält ein Ventil, welches auf seiner Spindel einen Kolben trägt, der das Ventil

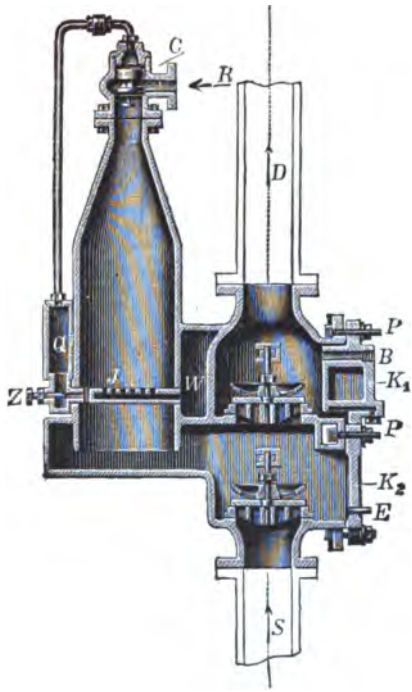


Fig. 973.

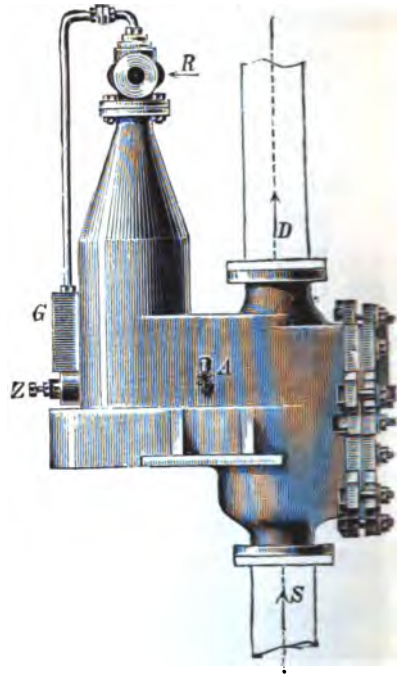


Fig. 974.

entlasten soll. Sperrt das Ventil den Dampfeinlaß ab, und es entsteht unterhalb des Kolbens ein Druck, der größer ist, als der Druck oberhalb des Kolbens, so wird der Kolben und damit das Ventil angehoben. Der Dampf, der bei R zugeführt wird, tritt in die Kammer ein und drückt das in ihr befindliche Wasser durch die Druckkammer in die Druckleitung D. Ist die Kammer entleert, so verdichtet sich der Dampf in ihr und das Dampfventil schließt sich durch die Druckverminderung im Raum. Zur Sicherung dieser Steuerung ist der obere Theil des Steuerkopfes durch ein Rohr mit dem Windkessel G und dadurch mit dem unteren Theile der Pulsometerkammer verbunden. Der kleine Verbindungskanal zwischen Windkessel und Kammer wird von der Drosselschraube Z beherrscht, die eine Regelung der zutretenden Luftmenge gestattet. Durch diese Einrichtung sind

die erforderlichen Druckunterschiede, welche die Steuerung erfordert, stets einzustellen. Das Einspritzwasser zur Beförderung der Condensation wird durch die Löcher des Rohres J von dem Windkessel W aus zugeführt. Die Fabrik liefert diese einfach wirkenden Pulsometer in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle:

Nummer		1	2	3	4	5	6	7
Leistungen bei günstiger Aufstellung in Litern in der Minute	Förderhöhe 5 m	130	240	485	600	850	1150	2000
	Förderhöhe 10 m	115	225	460	550	775	1100	1800
	Förderhöhe 20 m	110	190	415	500	730	925	1600
Lichte Rohrweite in mm	Saug- und Druckrohr	50	70	90	100	125	150	200
	Dampfrohr	20	25	25	30	30	40	60

Die Dampfstrahlpumpen.

Es wird bei diesen Hebemaschinen die lebendige Kraft eines aus einer Düse ausströmenden Dampfstrahles dazu benutzt, um die in der Nähe befindliche Flüssigkeit mit fortzureißen. Die Flüssigkeit kann dabei angesaugt oder von einem höher gelegenen Punkt aus zugeführt werden. Man unterscheidet Ejektoren (vom lateinischen ejicere = auswerfen) und Injektoren (vom lateinischen injicere = hineinwerfen).

Die Ejektoren

werden zum Heben und Fortbewegen von Flüssigkeiten benutzt. Sie finden namentlich als Brunnenpumpen in Betrieben Anwendung, wo schlammige und trübe Flüssigkeiten zu heben sind oder Wasser für Heizeinrichtungen, Badeanstalten und dergl. mehr. Namentlich haben sich Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover mit dem Bau von Dampfstrahlpumpen befaßt. Sie unterscheiden drei verschiedene Arten:

A. Für zufließendes Wasser oder geringe Saughöhen:

Dieselben überwinden bei $\frac{1}{4}$ $\frac{2}{12}$ $\frac{3}{20}$ $\frac{4}{30}$ $\frac{5}{38}$ Atm. Dampfdruck eine Gesammtförderhöhe von m.

Die zulässige Saughöhe ist bei diesen Apparaten bei kaltem Wasser 2 m. Bei zufließendem Wasser kann dasselbe eine Temperatur von 60° C. haben.

B. Für große Saughöhen und geringe Druckhöhen:

Dieselben überwinden eine Saughöhe bis zu $6\frac{1}{2}$ m bei 2—6 Atmosphären Dampfdruck und je nach dem Dampfdruck eine Druckhöhe steigend von 5 bis zu 12 m.

C. Für große Saughöhen, bedeutende Druckhöhen und veränderlichen Dampfdruck:

Dieselben sind mit einer Regulirspindel versehen und überwinden bei einem Dampfdrucke von 2—6 Atmosphären und einer Saughöhe bis zu $6\frac{1}{2}$ m, je nach der Dampfspannung, eine Druckhöhe von 10—24 m.

Die Einrichtung eines Ejektors, der den Fällen A und B entspricht, ist in Fig. 975 wiedergegeben. An die Düse A wird die Dampfleitung angeschlossen. Diese Düse mündet in der Düse B, welche sowohl nach hinten zum Saugraum,

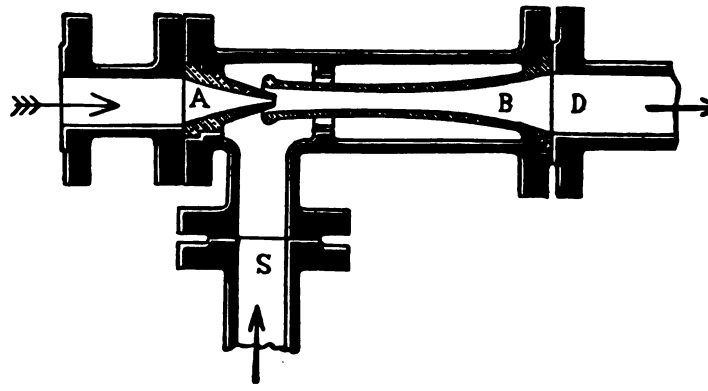


Fig. 975.

als auch nach vorn gegen den Druckraum hin erweitert ist. Der erstere Theil der Düse B, der gegen den Saugraum sich erweitert, wird als Mischdüse, der andere als Fangdüse bezeichnet. Durch die lebendige Kraft des Dampfstrahles, welcher aus der Düse A ausströmt, wird die Flüssigkeit im Saugrohr S angesaugt und gegen das Druckrohr D mit fortgerissen.

Für große Saughöhen — entsprechend dem Fall C — erhalten die Ejektoren Regulirungsspindeln. Ein derartiger Ejektor ist in Fig. 976 wiedergegeben. Er

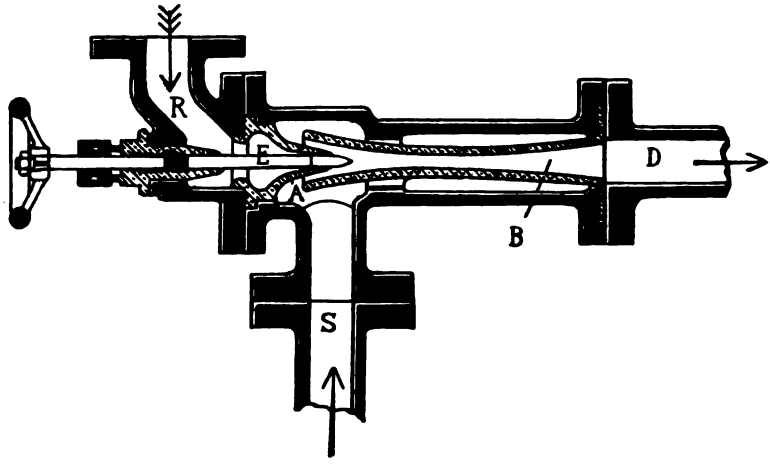


Fig. 976.

unterscheidet sich von den vorhergenannten namentlich dadurch, daß vor die Düse A ein Rohrstutzen R geschraubt ist, welcher die Regulirspindel E trägt. Es ist die

eine Schraubenspindel, die mittelst Handrad vor- und zurückgestellt werden kann. Ihr konisches Ende ist in die Mündung der Dampfdüse A genau eingepaßt, sodaß letztere durch dasselbe mehr oder weniger abgestellt werden kann. Beim Anstellen der Pumpe wird die Spindel nur ein wenig herausgedreht, sodaß zuerst eine geringe Dampfmenge hindurchströmt, welche sich rasch verdichtet. Dabei entsteht die verminderte Spannung, welche zum Ansaugen der Flüssigkeit aus der Leitung S erforderlich ist. Erst dann wird durch Herausschrauben der Spindel die Pumpe in volle Thätigkeit gesetzt.

Die Injektoren unterscheiden sich von den Ejektoren namentlich durch die Anordnung des sogenannten Ueberlaufes, das heißt einer Verbindung nach außen oder mit dem hinteren Theile der Mischdüse, welche zum Zwecke der leichteren Ingangsetzung sich nöthig macht. Der Ueberlauf wird zwischen der Mischdüse und der Fangdüse eingelegt, und es sind deshalb beide Düsen von einander getrennt, oder wenn sie ein Gußstück bilden, an den Uebergangsstellen mit Löchern versehen. Durch die Oeffnung zwischen beiden Düsen kann die beim Ingangsetzen der Pumpe von der Fangdüse nicht aufgenommene Flüssigkeit in den Ueberlauf- oder Schlabberraum austreten und durch das Schlabberrohr ins Freie gelangen. Es wird dies so lange geschehen, bis der Dampfstrahl im Stande ist, das zufließende Wasser derartig zu beschleunigen, daß es in einem geschlossenen Strahl durch die Fangdüse strömt. Um das Aufsaugen zu erleichtern, wird die Fangdüse, wenn sie von der Mischdüse getrennt hergestellt ist, an ihrer Eintrittsöffnung trichterförmig erweitert.

Die gute Wirkung des Injektors hängt wesentlich von der richtigen Wahl der Durchgangsöffnungen der einzelnen Düsen und von ihrer Form ab. Auch muß das Speisewasser eine genügend niedrige Temperatur haben, damit der Dampf in der Mischdüse sofort kondensirt wird. Erfahrungsgemäß ist dies der Fall, wenn die Temperatur des Strahles am Ueberlauf 10—20° niedriger ist, als diejenige, bei welcher das Wasser unter dem Druck, der an dieser Stelle herrscht, siedet.

Man unterscheidet nichtsaugende Injektoren und saugende Injektoren. Bei den ersteren muß der Dampfzutritt geregelt werden können. Auch für die Regelung der zufließenden Wassermenge sind bei den meisten Injektoren Einrichtungen getroffen.

Nichtsaugende Injektoren. Ein solcher ist der Injektor von Schau, welcher nach Ausführungen von C. W. Julius Blancke & Co. in Merseburg durch Fig. 977 im Schnitt und durch Fig. 978 in Ansicht dargestellt ist. Der

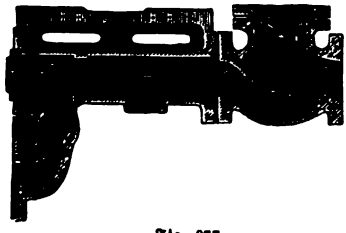


Fig. 977.

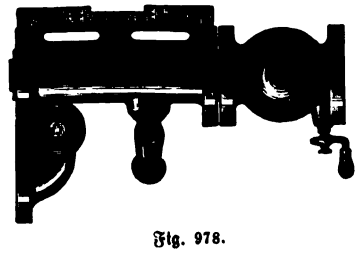


Fig. 978.

Dampf strömt von links in die Dampfdüse ein, von unten schließt sich das Saugrohr für die zuströmende Flüssigkeit an. Die Fang- und Mischdüse bildet einen Körper, welcher an der Uebergangsstelle mit Löchern versehen ist. Sie ist in das Gehäuse so eingesetzt, daß um den Düsenkörper herum der Schlabberraum sich bildet. Von diesem wird das Schlabberrohr abgezweigt. Zwischen dem Injektor und der Druckleitung ist ein selbstthätiges Speiseventil eingeschaltet.

Ein nichtsaugender Injektor, wie ihn Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau bauen, zeigt Fig. 979. Die Fabrik bezeichnet ihn als Retourdampf-Injektor und hebt hervor, daß er mit Dampf von ganz geringer Spannung betrieben werden kann. Empfohlen wird der Injektor für die Speisungen der Dampfkessel, welche mit nicht mehr als fünf Atmosphären Ueberdruck betrieben werden. Man benutzt den Abdampf der Dampfmaschine zum Betrieb des Injektors. Seiner geringen Spannung wegen ist die Dampfdüse A entsprechend weit. Ein konischer Stift B, der in der Mitte der Dampfdüse angebracht ist, zwingt den Dampfstrahl, aus einer ringförmigen Mündung auszutreten und eine verhältnißmäßig große Oberfläche darzubieten. Die Mischdüse ist ihrer Länge nach in zwei Theile getheilt, von denen der eine Theil D fest, der andere E an dem Bolzen a drehbar gelagert ist. Beide Theile sind genau auf einander gepaßt, und um ihre seitliche Verschiebung gegen einander zu verhindern, ist der bewegliche Theil E der Düse mit zwei seitlichen Lappen b versehen, die an der Mündung des festen Theiles D über ihn hinweggreifen. Zwischen der Misch- und Fangdüse ist ein kleiner Zwischenraum für den Ueberlauf vorgesehen. Durch den Ueberlaufhahn F wird das Schlabberwasser abgeführt. Das Wasser fließt bei C dem Injektor zu, bei H schließt sich die Speiseleitung nach dem Kessel an.

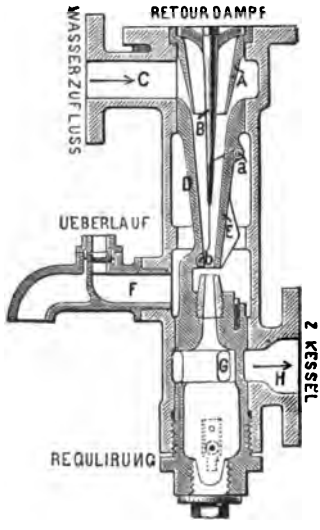


Fig. 979.

Beim Ingangsetzen des Injektors hebt der durchströmende Dampf selbstthätig das bewegliche Düsentheil E von dem festen D ab und vergrößert dadurch den Durchgangsquerschnitt. Schlabberwasser und Dampf strömen dabei seitwärts durch den Ueberlauf F ab. In Folge der entstehenden Condensation wird die lebendige Kraft des angesaugten Wasserstrahles vermehrt. Während die Spannung im Innern der Mischdüse sich noch weiter vermindert, schließt sich der bewegliche Theil derselben unter dem Druck der Außenluft. Von diesem Augenblick an ist der Injektor in Wirkung und der Wasserstrahl tritt geschlossen in die Fangdüse ein. Aus dieser strömt er durch die Löcher des Einsatzstückes G nach dem Speiserohr H. Die Fabrik baut diese Injektoren in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle:

Bezeichnung der Größe Nummer	Leistung Liter in der Minute	Rohranschlüsse für					
		Retourdampf		Wasserzufluß		Speiserohr	
		Lichter Durchmesser mm	Flanschen-Durchmesser mm	Lichter Durchmesser mm	Flanschen-Durchmesser mm	Lichter Durchmesser mm	Flanschen-Durchmesser mm
2	4	30	120	13	70	15	80
3	10	40	140	20	95	25	110
4	20	45	150	25	110	35	130
5	30	60	175	25	110	40	140
6	42	65	180	35	130	45	150
7	60	80	200	35	130	45	150
8	75	90	215	40	140	60	175
9	95	100	230	45	150	60	175
10	120	120	260	50	160	80	200

Saugende Injektoren. Bei diesen Injektoren muß der Dampfzutritt geregelt werden können und ebenso auch der Wasserzufluß. Zur Regelung des Dampfzutrittes wird gewöhnlich in der Mittelachse der Dampfdüse eine Spindel verstellbar gelagert, deren kegelförmige Spitze die Mündung der Dampfdüse mehr oder weniger verschließt. Mitunter wird auch die Spindel festgelegt und die Dampfdüse gegen sie verschiebbar gelagert. Durch Verschiebung der Dampfdüse innerhalb der Mischdüse ist es auch möglich, den Wasserzufluß zu regeln. Bei feststehender Dampfdüse kann dies durch Verschiebung der Mischdüse erreicht werden.

Ein saugender Injektor, wie ihn Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau ausführen, ist in Fig. 980 im Schnitt und in Fig. 981 in Ansicht dargestellt. Vor die Dampfdüse ist der Rohrstutzen geschraubt, der die Regulirspindel

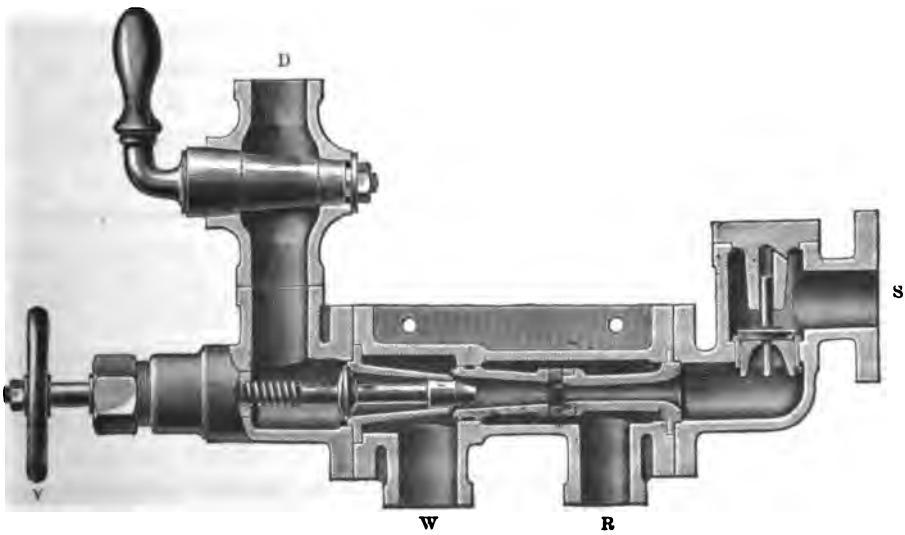


Fig. 980.

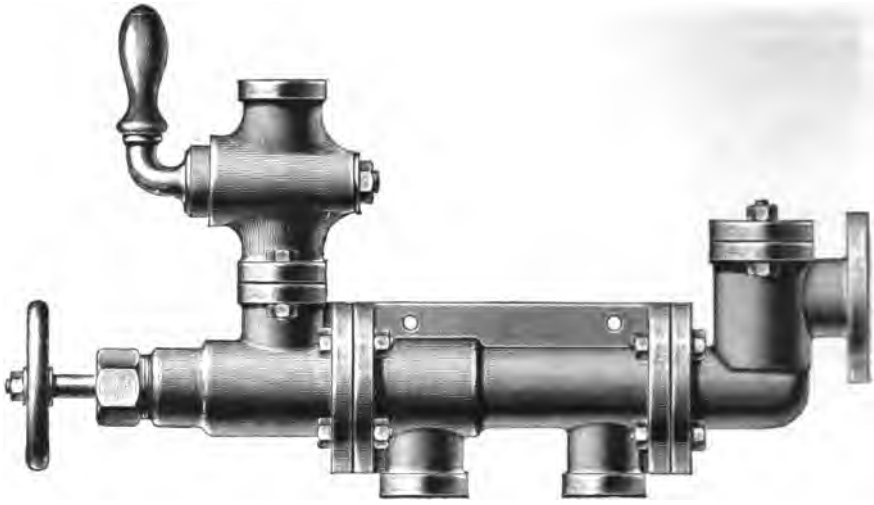


Fig. 981.

trägt, welche mittelst des Handrades A verstellt werden kann. Das Ende dieser Spindel ist verstärkt und konisch abgedreht, sodaß es genau in die Dampfdüse hineinpaßt. Es ist seiner Länge nach durchbohrt und an der Uebergangsstelle nach der Spindel hin durch Querlöcher mit dem hinteren Theile der Dampfdüse verbunden. Sobald die Dampfleitung D geöffnet wird, strömt bei geschlossener Regulirspindel ein feiner Dampfstrahl durch den durchbohrten Kopf derselben in die Mischdüse ein, und bei seiner Condensation wird das Speisewasser durch das Rohr W angesaugt. Erst wenn dies der Fall ist, wird die Spindel soweit zurückgeschraubt, daß genügend Dampf durch die Dampfdüse einströmen kann, um die angesaugte Flüssigkeit durch die Fangdüse und das vorgeschraubte Ventil in die Rohrleitung S zu drücken. Die Misch- und die Fangdüse sind zusammengesetzt und so mit einander verschraubt, daß hinreichender Zwischenraum bleibt, um das Schlabberwasser austreten zu lassen, welches durch das Rohr R abläuft. Diese Injektoren werden von der Fabrik in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Bezeichnung der Größe (Nummer)	$1^1/_2$	2	3	4	5	6	7	8	9
Leistung in der Minute in Litern	4	7,5	15	25	37,5	55	75	100	150
Durchmesser des Flansches am Speiseventil in mm	22×50	85	85	90	105	110	120	130	160
Durchmesser der Rohrweiten für Dampf und Wasser in mm	10	13	13	20	26	33	39	46	52

Ein saugender Injektor von M. Neuhaus & Co. in Luckenwalde ist in Fig. 982 dargestellt. Er setzt sich aus den beiden Theilen A und B zusammen, die durch die Flanschen f_1 und f mit einander verbunden sind. Im Obertheil A

ist ein Ventilkolben v eingebaut, der mittelst eines Handhebels auf- und abwärts bewegt werden kann. Er dient zugleich als Träger der Regulirspindel z, die in der Mittelachse der Dampfdüse d mit dem Ventilkolben verschiebbar angeordnet ist. Der Kopf c dieser Spindel ist wie bei dem vorgenannten Injektor der Länge

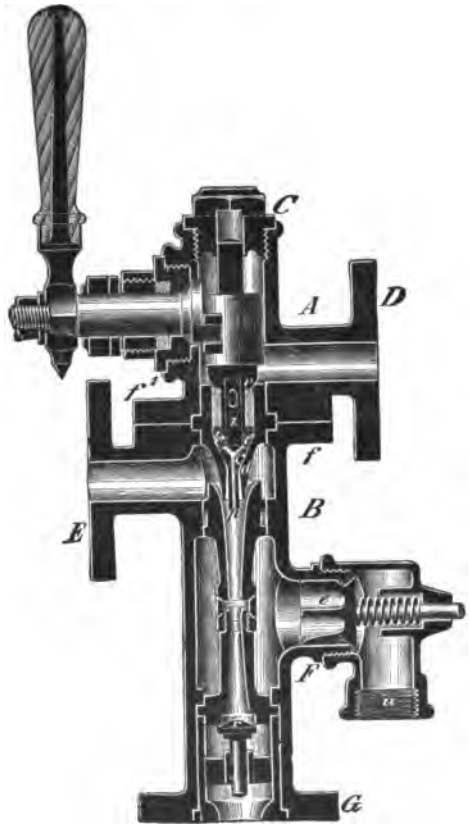


Fig. 983.

nach so durchbohrt, daß er auch bei der Schlußstellung einen feinen Dampfstrahl nach der Mischdüse hindurchtreten lassen kann. Die Verbindung zwischen dem Ventilkolben v und der Regulirspindel wird durch einen Stift hergestellt, der in einem Schlitzloch sitzt. Es soll hierdurch erreicht werden, daß erst nach einem gewissen Hub des Ventilkolbens die Regulirspindel mit angehoben wird.

Im Untertheil B ist die Mischdüse p, an welche die Fangdüse angeschraubt ist, eingesetzt, letztere kann durch ein Rückschlagventil r abgeschlossen werden. In dem Ueberlaufrohr F ist ein Luftventil e angeordnet, das sich beim Ansaugen der Flüssigkeit schließt und verhindert, daß der Injektor Luft durch den Ueberlauf saugt.

Soll der Injektor in Gang gesetzt werden, dann wird der Hebel ein wenig gedreht, bis der Ventilkolben v soweit gelüftet ist, daß Dampf der Düse zuströmen kann. Der Ventilkolben darf aber nicht soweit angehoben werden, daß auch die Regulirspindel die Bewegung mitmacht. Der Dampf nimmt zunächst seinen Weg

durch die Seitenkanäle e und e_1 und durch den Mittelkanal des Spindelkopfes c. Der feine Dampfstrahl, der dabei in den Injektor gelangt, genügt zum Ansaugen des Wassers. Ist dies soweit geschehen, daß Wasser aus der Rohrmündung u des Ueberlaufes austritt, so ist dies ein Zeichen, daß der Injektor angesaugt hat. Durch weiteres Herumlegen des Handhebels wird nunmehr der Ventilkolben v weiter angehoben und durch den Stift t auch der Kopf c der Regulirspindel z mitgenommen, sodaß der Dampfstrahl nunmehr durch einen ringförmigen Zwischenraum einströmt. Diese Injektoren werden von der Fabrik in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Injektor-Nummer . . .	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Liefermenge in der Minute in Litern . .	8	13	25	35	45	60	80	100	125	150	175	200	250	300	400	500	600
Innerer Durchmesser der Röhren in mm . . .	15	15	20	25	30	35	40	40	45	45	50	60	60	70	70	100	100

Der Universalinjektor von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover ist in Fig. 983 im Schnitt und in Fig. 984 in Ansicht dargestellt. Um auch heißes Wasser zum Speisen der Kessel benutzen zu können, werden in einem Gehäuse zwei Injektoren angeordnet, welche die Flüssigkeit nach einander passiren

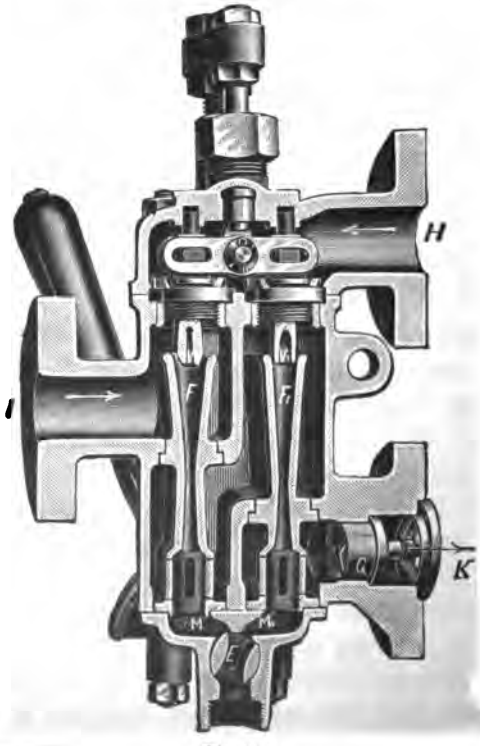


Fig. 983.

nuß. Die beiden Dampfdüſen v und v_1 werden von Ventilen abgeſchloſſen, das Injektorgehäuſe nach unten durch den Hahn E. Die Bewegung beider Verſchluß-organe iſt von einander abhängig gemacht, indem beide von demſelben Hebel

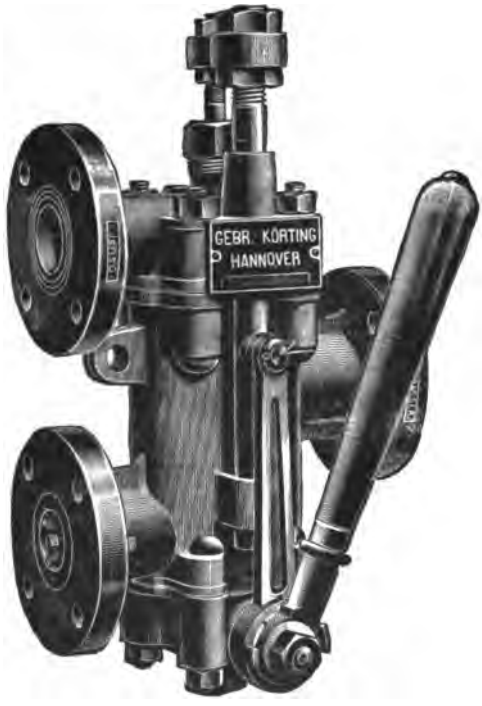


Fig. 984.

verſtellt werden. Wird Dampf mit Andrehen des Handhebels zunächſt durch die Düſe v eingelaſſen, ſo wird, wie bei den gewöhnlichen Injektoren, das Waſſer angeſaugt. Der Miſchſtrahl ſtrömt durch die Düſe F und durch den Kanal M am Ende derſelben und den Hahn E, ſolange dieſer offenſteht, ins Freie. Hat der Injektor angeſaugt, dann wird durch eine weitere Drehung des Handhebels der Hahn E geſchloſſen. Das Gemiſch muß nunmehr durch die Oeffnung am Ende der Düſe F in den Raum treten, der die Düſe umgiebt, ſteigt hier an, bis es die Düſe F_1 erreicht. Durch dieſe ſtrömt es nach dem Kanal M_1 und gelangt von dort durch den Hahn E, der dieſen Kanal noch nicht verſchloſſen hat, abermals ins Freie. Mit der weiteren Drehung des Handhebels wird auch das Ventil der anderen Dampfdüſe v_1 geöffnet und der Hahn E gänzlich geſchloſſen. Der Dampfſtrahl, welcher durch die Düſe v_1 austritt, treibt nun das Waſſer durch das Düſenrohr F_1 und die Oeffnung am unteren Ende desſelben nach dem Ventil G, welches das Druckrohr abſperrt. Zum Anlaſſen des Injektors muß alſo der Handhebel langſam angedreht werden. Um durch dieſe Bewegung auch die Düſenventile v und v_1

nach einander zu öffnen, sind sie in den Schlitzlöchern eines zweiarmigen Hebels aufgehängt, welcher durch die Bewegung des Handhebels auf- und niederbewegt werden kann. Durch Anheben des zweiarmigen Hebels wird aber zunächst nur das kleinere Ventil der Dampfdüse v geöffnet, das größere wird durch den Dampfdruck, der in der Dampfleitung H herrscht, geschlossen gehalten. Trifft beim Anheben die Spindel des kleineren Ventiles auf einen Widerstand, dann wird bei der weiteren Bewegung das zweite Ventil ebenfalls geöffnet. Diese Injektoren werden von der Fabrik in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Nummer des Injectors gleich dem Düsendurchmesser mm	Stündliche Lieferung in Litern	Geringster lichter Durchmesser der Rohre	
		für Kesseldampf mm	für Wasser mm
3	570	13	13
4	975	25	25
5	1 560	30	30
6	2 200	30	30
7	3 000	40	40
8	3 750	40	40
9	5 000	45	45
10	6 200	45	45
11	7 500	50	50
12	9 000	60	60
13	10 000	60	60
14	12 000	60	60
15	14 500	70	60
16	19 200	70	60
18	24 000	80	65
20	30 000	80	65
22	35 000	100	80
24	40 000	100	80

Die Gebläse.*)

Die Gebläse dienen zur Beförderung von Luft oder anderen Gasen. Wie von den Pumpen die Flüssigkeiten angesaugt und fortgedrückt werden, ebenso sollen von den Gebläsen die gasförmigen Körper angesaugt und fortgedrückt werden. Zur Anwendung können Gebläse für die verschiedensten Arbeitszwecke kommen.

Die Lüftung von Wohnungen und Arbeitsräumen erfordert beispielsweise Gebläse, um die verdorbene Luft aus den Räumen zu entfernen und ihnen frische Luft zuzuführen. Dabei kann es sich entweder darum handeln, die Ausathmungsprodukte der Menschen fortzuschaffen, bevor frische Luft zugeführt wird, oder schlechte Gase, die bei einem Arbeitsprozeß in den Fabrikräumen sich entwickeln, möglichst schnell zu beseitigen, oder den Staub, der bei einer Arbeit hervorgerufen wird, sofort zu entfernen und dergleichen mehr.

Die Gebläse finden auch Verwendung, um bei irgend einem Verbrennungsprozeß die erforderliche atmosphärische Luft dem Brennstoff zuzuführen, wie wir dies beispielsweise bei den Dampfkessel-Feuerungen kennen gelernt haben. Bei anderen Feuerungsanlagen haben die Gebläse nicht nur die frische Luft dem Brennstoff zuzuführen und den zur Verbrennung erforderlichen Zug zu erzeugen, sie müssen auch die Verbrennungsprodukte entfernen. Letzteres geschieht namentlich bei den Schmelzöfen für die Metallgewinnung und dergleichen mehr.

Oft handelt es sich darum, in einem geschlossenen Raum eine Luftverdünnung zu erzeugen oder eine möglichst vollkommene Luftleere herzustellen. Dann hat das Gebläse ausschließlich die Arbeit des Absaugens zu verrichten. Man nennt derartige Gebläse **Absorptionsgebläse** (vom lateinischen absorptio = Absaugung, Verschlucken). Endlich kann umgekehrt ein Gebläse sich nothwendig machen, um eine Luftmenge zu verdichten, und diese verdichtete Luft nach einem anderen Ort hin zu befördern, wo sie als Druckluft Verwendung finden soll. Derartige Gebläse welche dazu bestimmt sind, durch Druckerhöhung die Luft für ihren Arbeitszweck vorzubereiten, werden **Compressoren** genannt (vom lateinischen compressor = Zusammendrücker).

---

*) Diesem Abschnitt haben im Besonderen die folgenden Werke zu Grunde gelegen: Prof. von Ihering, „Die Gebläse", Prof. A. Riedler, „Schnellbetriebe" und Weisbach, „Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik".

Je nach der Construction der Gebläse und nach dem Mittel, durch welches die Luft durch das Gebläse fortbewegt wird, unterscheidet man:

Die Kolbengebläse, bei denen die Bewegung der Luft mittelst eines Kolbens erfolgt, welcher in einem Behälter eine schwingende, eine hin- und hergehende oder eine kreisende Bewegung erhält.

Die Centrifugalgebläse, bei denen die Luft durch die Schleuderkraft eines schnell umlaufenden Körpers fortgetrieben wird. Die Achse dieser Gebläse ist gewöhnlich mit Flügeln oder Schaufeln besetzt und erhält eine mehr oder weniger schnell umlaufende Bewegung.

Die Schraubengebläse drücken die Luft durch die schraubenförmige Gestaltung ihrer Flügel vorwärts. Auch bei ihnen ist eine kreisende Achse mit Flügeln besetzt, aber die Luft wird nicht durch die Schleuderkraft, sondern durch die Drehung des schraubenförmigen Körpers vorwärts geschoben.

Die Strahlgebläse. Wenn man einen Luft-, Dampf- oder Wasserstrahl unter Druck aus einer düsenförmigen Mündung ausströmen läßt, so kann die lebendige Kraft der ausströmenden Flüssigkeit dazu benutzt werden, um die umgebende Luft mit fortzureißen. Die Gebläse, welche nach diesem Grundsatz arbeiten, werden mit Rücksicht auf den gepreßten Strom, der die Gebläsearbeit verrichtet, als Strahlgebläse bezeichnet.

Die Kolbengebläse.

Das einfachste Kolbengebläse ist der gewöhnliche, mit schwingendem Kolben versehene Blasebalg. An ihm läßt sich die Wirkungsweise des Gebläses am einfachsten erklären.

Ein einfachwirkender Blasebalg, wie er in kleineren Schmieden zur Unterhaltung des Schmiedefeuers benutzt wird, ist in Fig. 985 dargestellt. Dem

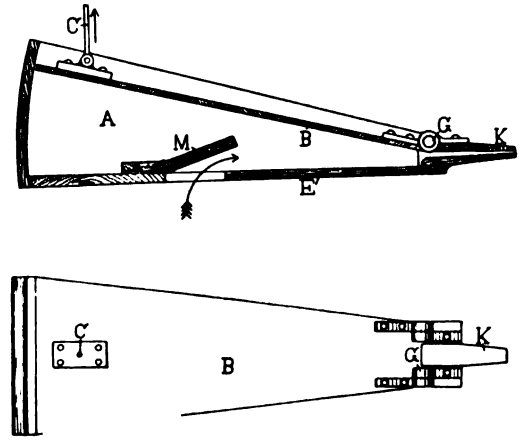


Fig. 985.

Gehäuse A ist an einem Gelenk G schwingend eine Platte B so angehängt, daß sie wie ein Kolben an den Wandungen des Gehäuses anschließend auf- und niederbewegt werden kann. Im Boden des Gehäuses ist die Eintrittsöffnung für die Luft, die von einer selbstthätig schließenden Klappe M beherrscht wird, vorgesehen. Als Austrittsöffnung ist ein düsenartiges Mundstück K an das Gehäuse angesetzt. Wird die Platte oder der Kolben B mittelst der Stange C nach oben bewegt, so wird in Folge der Vergrößerung des Raumes unterhalb des Kolbens eine Luftverminderung entstehen und die Klappe M geöffnet werden — Fig. 985. Die Luft strömt durch die Oeffnung ein und erfüllt den ganzen Raum des Gehäuses gleichmäßig. Wird mittelst der Stange C der Kolben B darauf niedergedrückt, so schließt sich die Klappe M unter dem Luftdruck der zusammengepreßten Luft, und es wird die Luft durch die Düse K aus dem Blasebalg hinausgedrückt.

Um eine sichere Dichtung zwischen dem Kolben und dem Gehäuse des Blasebalges herzustellen, macht man auch die Seitenwände des Gehäuses von Leder und verbindet den Kolben mit dem Lederstulp unmittelbar. Anstatt der kastenförmigen sind auch cylindrische Blasebälge in Gebrauch.

Einen doppeltwirkenden Blasebalg zeigt Fig. 986. Er setzt sich aus zwei Blasebälgen zusammen. Der obere Blasebalg A dient als Luftsammler.

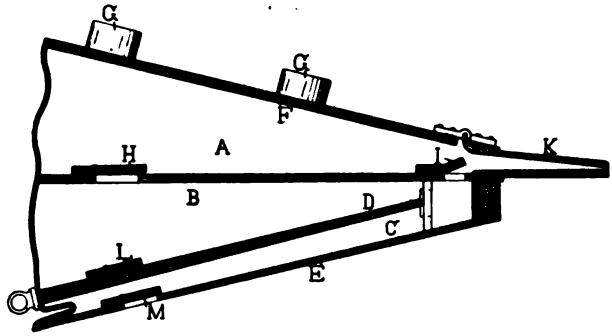


Fig. 986.

Seine gelenkartig angebrachte Platte F wird durch Gewichte G belastet. In seinem Boden sind zwei Eintrittsöffnungen angeordnet, welche durch selbstthätige Ventilklappen H und I abgeschlossen werden. Der eigentliche Blasebalg befindet sich unterhalb des Sammlers A und ist als doppeltwirkender Blasebalg ausgeführt. Innerhalb seines Gehäuses ist die Platte D, welche als Kolben dient, gelenkartig aufgehängt. Sie theilt das Gehäuse in einen oberen und unteren Blasebalgraum und ist mit der Lederwand des Blasebalges fest verbunden. Die Luft für den oberen Raum B wird durch Kanäle innerhalb der Platte D selbst, die seitlich in's Freie münden, eingeführt, sobald die Ventilklappen L, welche die Lufteintritts-

öffnung verschließen, bei der Niederbewegung der Platte D durch die Saugwirkung geöffnet werden. Umgekehrt wird bei der Aufwärtsbewegung der Platte D der Schluß der Ventilklappen L veranlaßt, weil der Raum B unter der Wirkung des Luftdruckes steht, und es wird gleichzeitig die gepreßte Luft durch die geöffneten Ventilklappen in den Sammler A gedrückt. In derselben Zeit vergrößert sich aber der Raum C, die Lufteintrittsöffnung im Boden E desselben öffnet sich, indem die Klappe M unter Wirkung der Luftverdünnung sich nach innen bewegt, die Klappen H und I aber für den Austritt der Luft sich schließen. Geht die Platte D wieder nieder, so verkleinert sich der Raum C, die Luft in demselben wird zusammengedrückt und unter Wirkung der gepreßten Luft schließt sich die Klappe M für den Lufteintritt, und die gepreßte Luft entweicht durch die Durchlässe H und I in den Sammler A. Es wird also bei jedem Aufgang und bei jedem Niedergang der Platte D Luft in den Sammler A gedrückt und dabei dessen Platte F angehoben. Unter Wirkung der Gewichte G aber wird die Platte F mit einer gleichmäßig bleibenden Kraft dauernd niedergedrückt und die Luft deshalb aus dem Sammler A stets mit demselben Druck aus der Düse K herausgepreßt.

So wie die Blasebälge mit schwingendem Kolben, so arbeiten die Cylindergebläse mit hin- und hergehendem und die Kapselgebläse mit kreisendem Kolben.

Die Cylindergebläse eignen sich ganz besonders für solche Zwecke, wo eine starke Luftverdünnung oder Luftverdichtung erwünscht ist. Bei ihnen wird in einem geschlossenen Cylinder ein Schieberkolben mittelst einer Kolbenstange hin- und herbewegt. Hierbei saugt er auf der einen Seite des Cylinders Luft an, auf der anderen Seite drückt er die vorher angesaugte Luft aus dem Cylinder wieder heraus. An dem Cylinder sind dazu beiderseits Kammern angeschlossen und die Zutrittsöffnung zu denselben durch Klappen oder Ventile gesperrt. Ein Theil dieser Oeffnungen dient für den Einlaß, ein anderer für den Auslaß der Luft.

Ausgeführt werden die Cylindergebläse in der verschiedensten Weise. Ihre Ausführung wird von den Zwecken, denen das Gebläse dienen soll, dem Ort der Aufstellung und dergleichen mehr abhängig sein. Da diese Zwecke sehr verschieden sind, so kann eine Eintheilung der Maschinen nach Art ihrer Verwendung nicht durchgeführt werden. Wir wollen vielmehr die Kolbengebläse wie die Dampfmaschinen nach zwei Hauptgruppen unterscheiden, und zwar die stehenden und die liegenden Maschinen.

Die stehenden Kolbengebläsemaschinen.*) Wie bei den Dampfmaschinen baute man auch die Cylindergebläse in früherer Zeit als Balanciermaschinen, sodaß die Kraftübertragung von der Dampfmaschine durch einen Balancier auf das Cylindergebläse erfolgt. Eine solche Balanciermaschine zeigt Fig. 987. Der Balancier D ist auf der Säule S schwingend gelagert. Er wird von der Dampfmaschine A auf- und niederbewegt, und er überträgt diese Bewegung auf der

*) von Ihering, „Die [illegible]

entgegengesetzten Seite auf den Kolben des Gebläsecylinders B. Die Luft wird aus dem Gebläsecylinder durch die Kolbenbewegung in den Sammler E hineingepreßt,

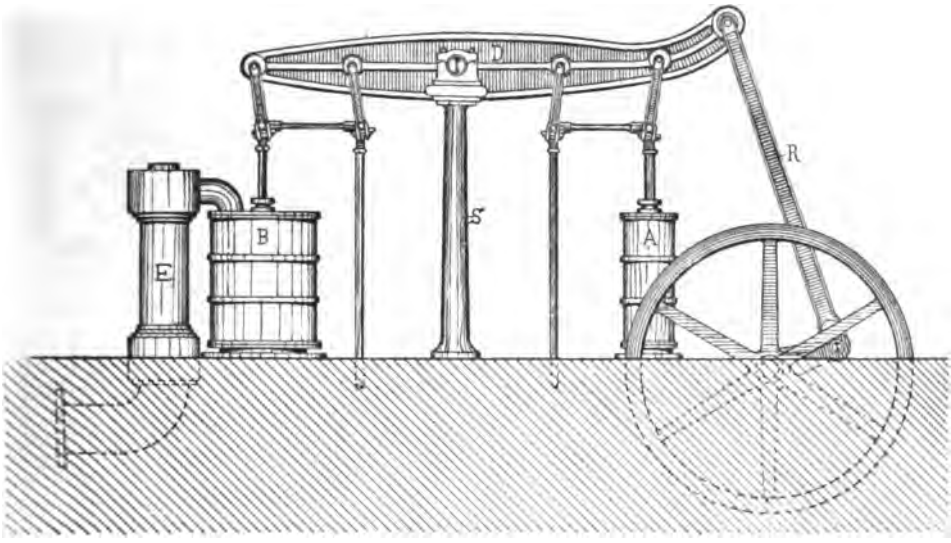


Fig. 987.

der im Verhältniß zu dem Dampfcylinder A einen großen Durchmesser hat. Je nach dem Druck, dem er ausgesetzt werden soll, wird der Cylinder B durch ringsumlaufende Rippen verstärkt. Auf der Seite des Dampfcylinders A ist die Schwungradwelle angeordnet, welche durch die Zugstange R mit dem Balancier in Verbindung steht.

In neuerer Zeit stellt man die Cylindergebläse nach Art der Dampfpumpen mit Schwungrädern entsprechend Fig. 988 und 989 auf.*) Der Dampfcylinder A der Dampfmaschine ist zwischen den Säulen S auf der Fundamentplatte aufgestellt, welche den Gebläsecylinder B tragen. Auch die Geradführung für die Kolbenstangen ist zwischen den Säulen angeordnet. An dem gemeinschaftlichen Kreuzkopf G greift einerseits die Kolbenstange C und die Schiebersteuerstange der Dampfmaschine an, anderseits die Kolbenstange D des Cylindergebläses B. Auf jedem Ende der Kurbelwelle wird ein Schwungrad R_1 und R_2 befestigt und die Verbindung zwischen diesem und dem Querhaupt G wird durch die Schubstangen L_1 und L_2 hergestellt.

Wie bei den stehenden Dampfmaschinen wird auch mitunter die umgekehrte Aufstellung bevorzugt, wobei der schwere Gebläsecylinder unten, der leichtere Dampfcylinder auf den Säulen aufgestellt wird.

*) von Ihering, „Die Gebläse".

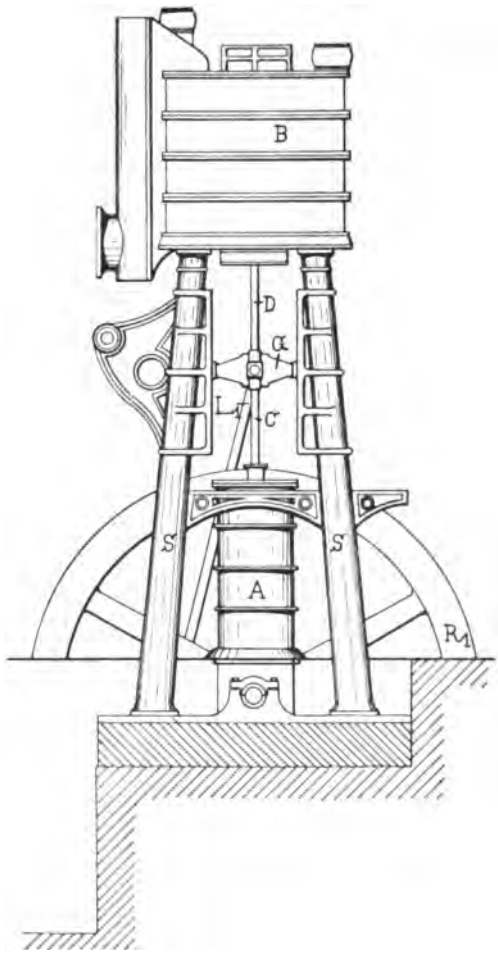


Fig. 988.

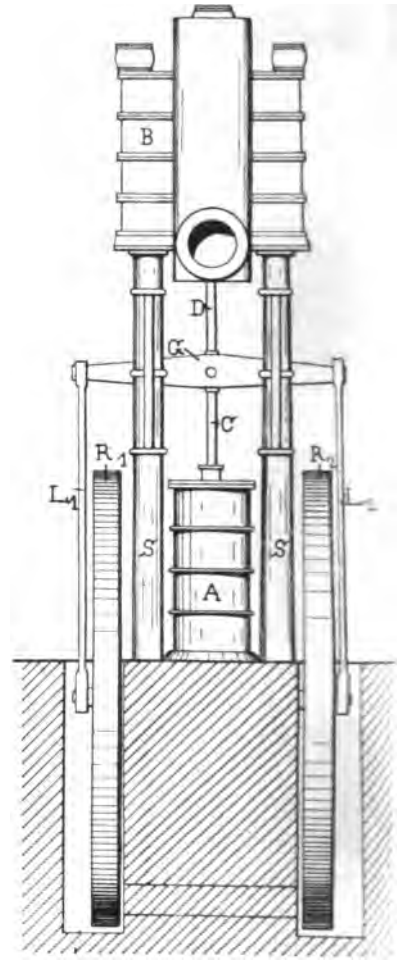


Fig. 989.

Den Cylinder einer stehenden Gebläsemaschine*) zeigt Fig. 990. In dem Cylinder C bewegt sich ein Kolben K von großer Länge, sodaß er an der Cylinderwandung eine hinreichende Führung findet. Der eigentliche Kolbenkörper ist mit ringförmigen Verlängerungsstücken k_1 und k_2 versehen, welche bei der Bewegung des Kolbens in die Zwischenräume eintreten, die zwischen dem Cylinderdeckel A einerseits und der Cylinderwand anderseits bezw. dem Cylinderboden B und der Cylinderwand vorgesehen sind. Der Cylinderdeckel A sowohl, wie der Cylinderboden B haben über ihrer Grundfläche die Lufteinlaßventile V_1, während die Luftauslaßventile V_2 an den Enden des Cylinders über seinen ganzen Umfang vertheilt sind, sodaß sie alle in die Druckluftkanäle D_1 bezw. D_2 einmünden, die

*) von Ihering, „Die Gebläse".

ringförmig den Cylinder umgeben und an welche die Luftleitung R mittelst des Verbindungsrohres S angeschlossen ist.

Bei niedergehendem Kolben K wird sonach die Luft durch die Einlaßventile V_1 durch den Boden B in den Cylinder einströmen, während die Ventile V_2 durch

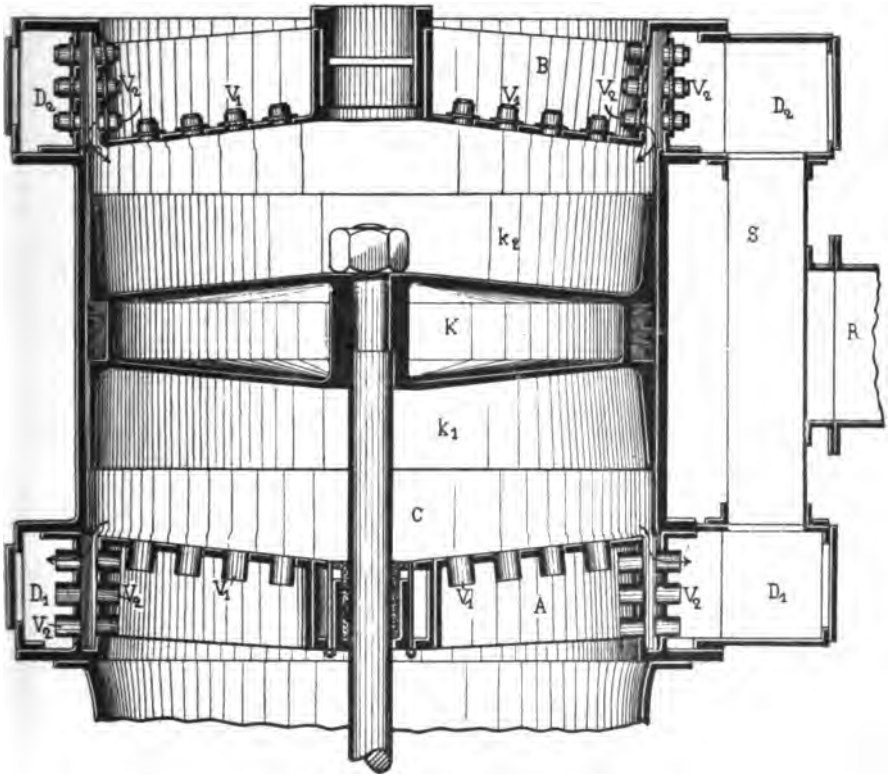


Fig. 990.

die Saugwirkung geschlossen gehalten werden. Umgekehrt wird auf der entgegengesetzten Seite des Kolbens die Luft aus dem Cylinder durch die Ventile V_2 in den Ringkanal D_1 bezw. D_2 gedrückt werden, während die Einlaßventile V_1 des Deckels A bezw. des Bodens B durch den Ueberdruck im Cylinder geschlossen gehalten werden. Dadurch, daß der Kolben mit seinen ringförmigen Ansätzen R_1 bezw. R_2 in die Räume zwischen die Saugventile und die Druckventile eintritt und bei seiner Endstellung diese Räume fast vollständig ausfüllt, fallen die schädlichen Räume für diese Cylindergebläse sehr gering aus.

Die liegenden Kolbengebläsemaschinen. Bei der liegenden Anordnung der Cylindergebläse hat sich namentlich die Zweicylindermaschine eingeführt. Die beiden Gebläsecylinder werden an dem hinteren Ende des Maschinenrahmens angebracht und von den beiden Cylindern einer Verbund-Dampfmaschine durch deren Kolbenstangen direkt angetrieben. Die Kolbenstangen sind durch den Boden der Gebläse-

cylinder hindurch verlängert, damit sie das Gewicht der großen Gebläsekolben aufnehmen.

Was die Gebläsemaschine von den andern Cylindermaschinen unterscheidet, ist in der Hauptsache der Gebläsecylinder.

Der Cylinder einer liegenden Gebläsemaschine *) ist nach Ausführungen der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz durch Fig. 991 bis 993 dargestellt. Der Deckel A und der Boden B des Cylinders C ist so getheilt, daß je eine Saug- und eine Druckkammer entsteht. Die Saugkammern stehen mit den Rohren E in Verbindung,

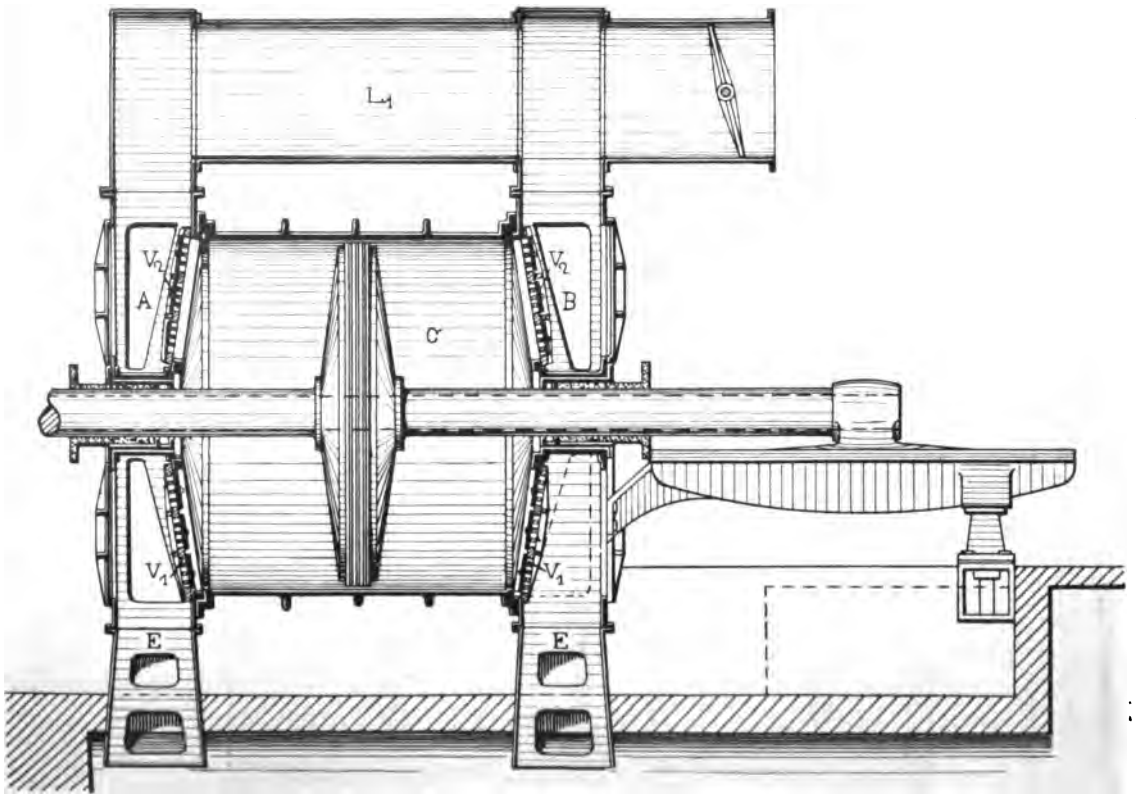


Fig. 991.

*) v. Ihering, „Die Gebläse“

welche in das Maschinenfundament hineinreichen, wo ihnen durch gemauerte Kanäle die frische Luft zugeführt wird. Die Druckkammern münden oberhalb des Cylinders in ein gemeinschaftliches Rohr L_1, an welches die Windleitung anschließt. Wie Fig. 992 und 993 erkennen lassen, ist der Cylinderdeckel A sowohl, als der Cylinderboden B in sechs gleichgroße Felder eingetheilt, von denen die unteren vier für die Saugventile V_1, die oberen zwei für die Druckventile V_2 bestimmt sind. Je 8—10 Durchlaßöffnungen werden stets von einer Ventilklappe von Leder abgedeckt.

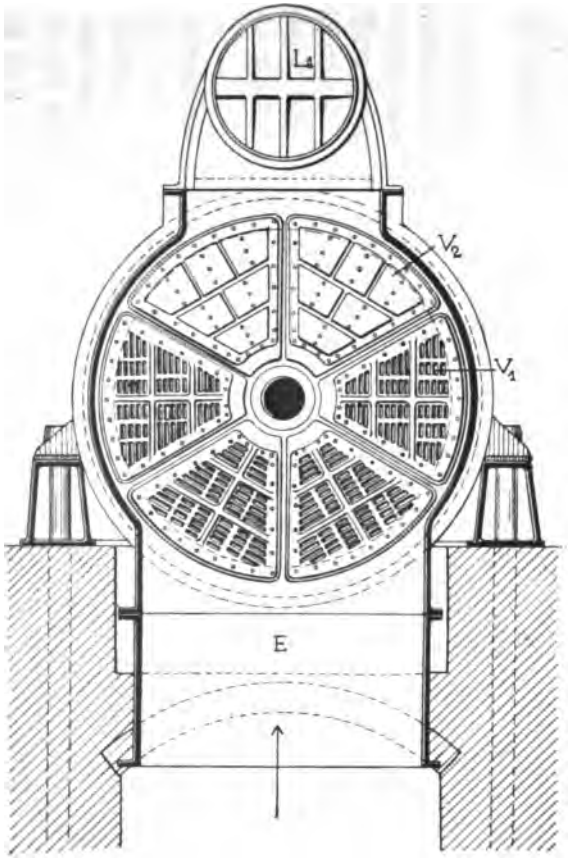


Fig. 992.

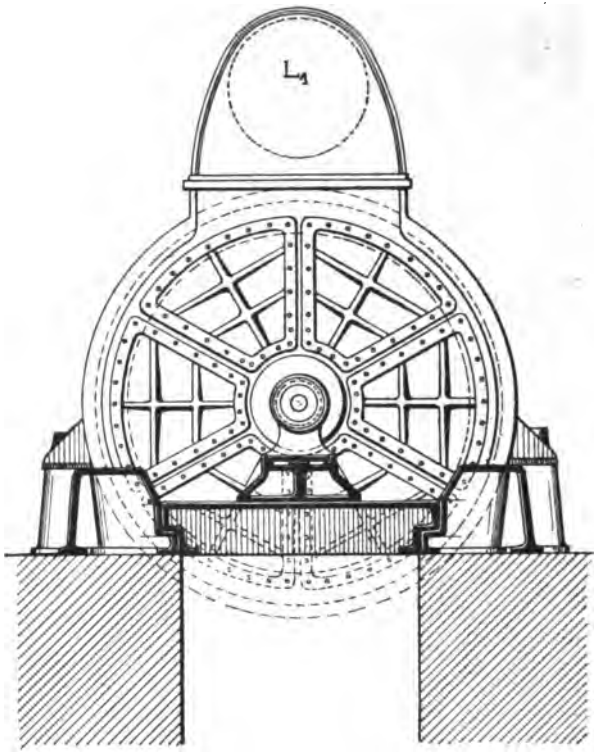


Fig. 993.

Jede von ihnen ist auf dem Verbindungssteg zwischen zwei Reihen von Durchgangsöffnungen mittelst dreier Schrauben so befestigt, daß die freien Enden der Klappen die Durchgangsöffnungen beherrschen. Der Druckraum und der Saugraum des Cylinderdeckels sowohl, als auch des Cylinderbodens sind selbstverständlich von einander getrennt.

Als Ventile kommen bei den liegenden Gebläsemaschinen ausschließlich Klappen zur Anwendung, während die stehenden Gebläsemaschinen vielfach Tellerventile erhalten. Als Material für die Klappenmaschinen dient Leder, Kautschuck, Filz, Gummi und dergleichen. Damit die Cylindergebläse schnell arbeiten können, muß der Querschnitt der Einlaß- und der Auslaßöffnungen für die Luft ein möglichst großer sein.*) Da nun große Ventile schwer ausfallen und sich deshalb auch schwer öffnen, so zieht man es vor, die Gebläse mit vielen kleinen Oeffnungen zum Ansaugen und Ausblasen der Luft zu versehen und diese — entsprechend Fig. 992 und 993 — gruppenweise mit kleineren Ventilklappen abzudecken. Wenn aber auch kleinere Klappen als Ventile benutzt werden, so ist zum Oeffnen und Schließen derselben eine gewisse Zeit erforderlich, und zwar eine um so längere Zeit, je breiter die Klappen sind. Will man daher die Cylindergebläse mit großer Geschwindigkeit laufen lassen, so darf man nicht breite, man muß vielmehr schmale Klappenventile benutzen. Unabhängig kann man sich von der Trägheit der selbstthätigen Klappenventile machen, wenn man den Ventilen nach Vorschlägen von Professor Riedler eine zwangsläufige Steuerung giebt.

Gesteuerte Ventile.**) Ein gesteuertes Ringventil von Rothguß ist in Fig. 994 im Schnitt dargestellt. Das Ventil V wird in seine Schlußstellung gedrückt und in ihr durch den Daumen D gehalten, der auf der Daumenwelle W befestigt ist und von der Maschine aus eine zwangsläufige Bewegung erhält. Nach Rückgang des Daumens D öffnet sich das Ventil während der Saugperiode selbstthätig. Das Ventil ist dreisitzig, auch in der Nähe seiner Spindel S wird die Luft zugeführt. Der Puffer L am unteren Ende der Spindel S beugt dem harten Aufsetzen des Ventiles vor.

Fig. 995 stellt den Schnitt, Fig. 996 den Grundriß eines gesteuerten Saugventiles mit Gummiklappe dar. Die Klappe K ist so befestigt, daß sie im geöffneten Zustand spannungsfrei bleibt und zum Zwecke des Ventilschlusses niedergebogen werden muß. Sie steht deshalb im Augenblick des Oeffnens unter Spannung und öffnet sich leicht. In der geöffneten Stellung leistet sie aber keinen Widerstand durch eigene Spannung, und in Folge dessen fällt auch das störende Flattern der Klappe fort. Der Ventilsitz V ist über dem größeren Theil seiner Oberfläche durchbrochen. Auf ihn wird die Klappe K durch den unmittelbar über ihr befindlichen Druckdaumen D niedergedrückt. Der Daumen, welcher zugleich auch als Hubfänger der Klappe dient, wird von der Maschine aus direkt gesteuert.

Die Gebläsemaschinen, welche für einen höheren Winddruck von etwa $1^1/_2$ Atmosphären benutzt werden sollen, erfordern eine dementsprechend stärkere

*) Weißbach, „Ingenieur- und Maschinenmechanik".

**) Prof. Riedler, „Studie über Kraftvertheilung", „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure". Jahrgang 1892. Seite 864.

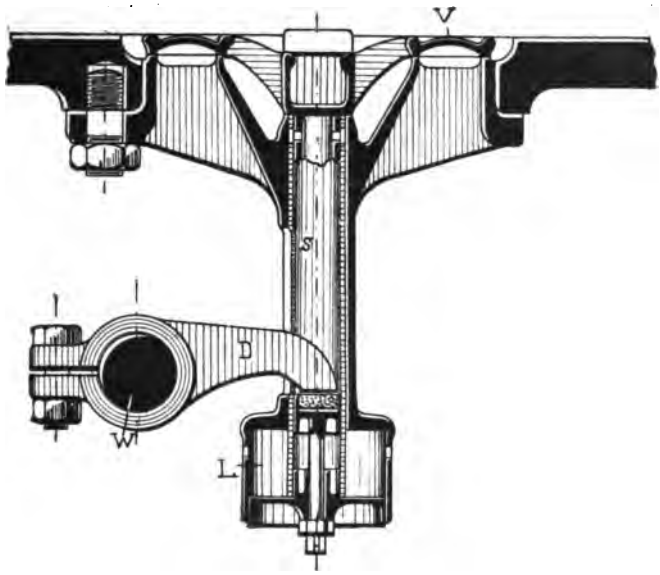


Fig. 994.

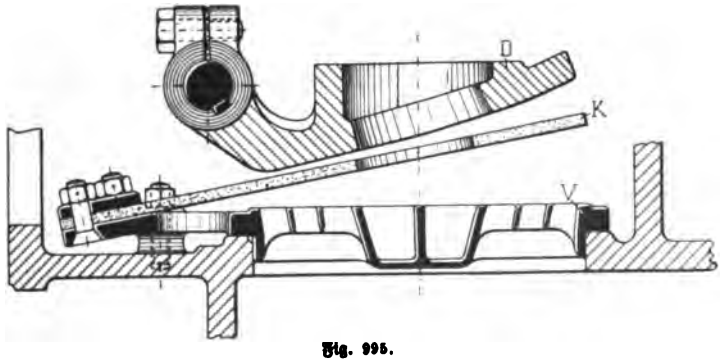


Fig. 995.

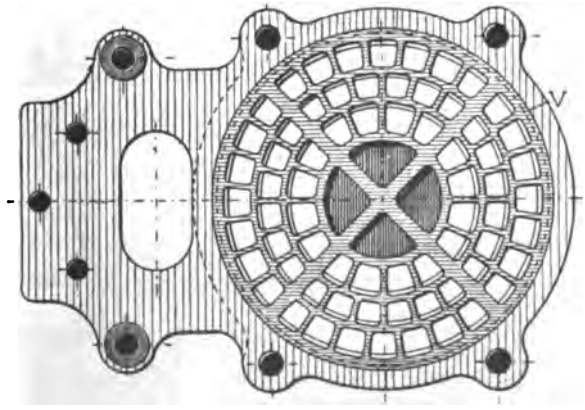


Fig. 996.

Bauart, und hauptſächlich ſtärkere Saug- und Druckventile. Auch erwärmt ſich die Luft in Folge des höheren Druckes nicht unbedeutend, und es macht ſich deshalb eine Kühlung der Cylinderwandungen nöthig. Wie bei den Gas- und Petroleummotoren müſſen die Cylinder ſolcher Gebläſemaſchinen mit einem Waſſermantel umgeben werden.

Der Cylinder einer Gebläſemaſchine für höheren Druck*), wie ſie Gebr. Röchling in Völklingen bauen, iſt in Fig. 997 in Anſicht, Fig. 998 im Längs-

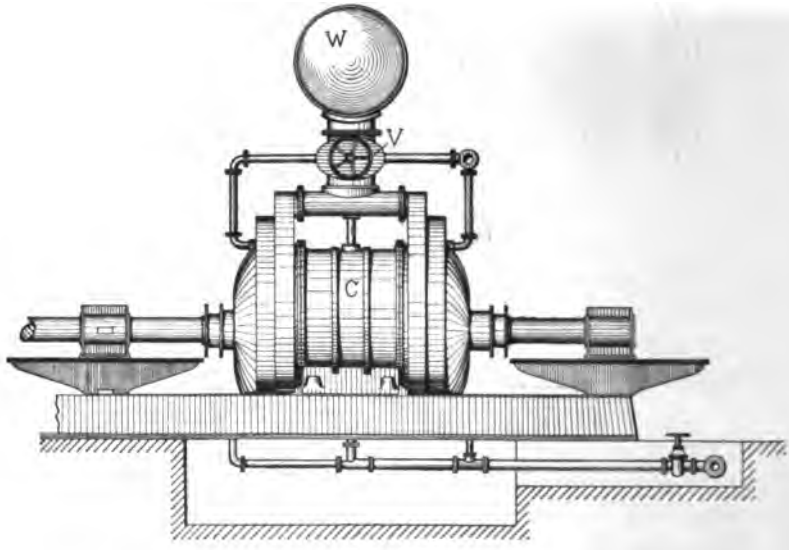


Fig. 997.

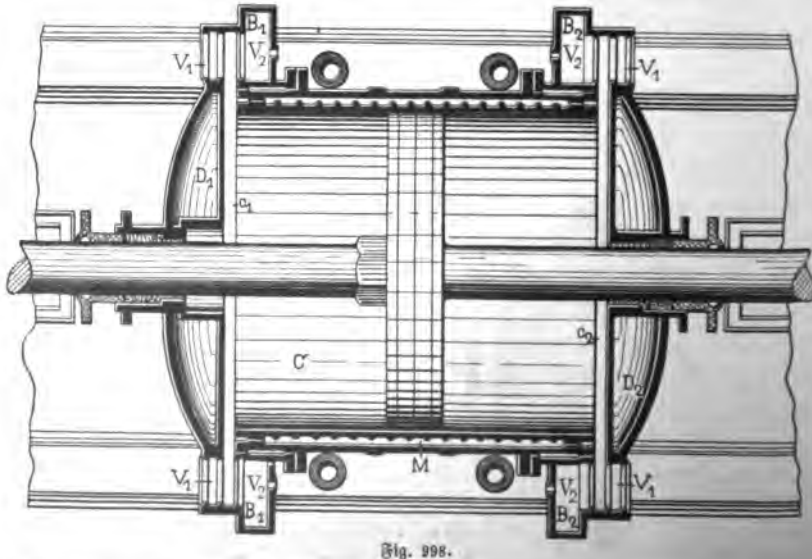


Fig. 998.

*) von Ihering, „Die Gebläſe“.

ſchnitt und Fig. 999 im Querſchnitt wiedergegeben. An beiden Enden des Cylinders C ſind zwei ſchmale ringförmige Kanäle c_1 und c_2 unmittelbar unter

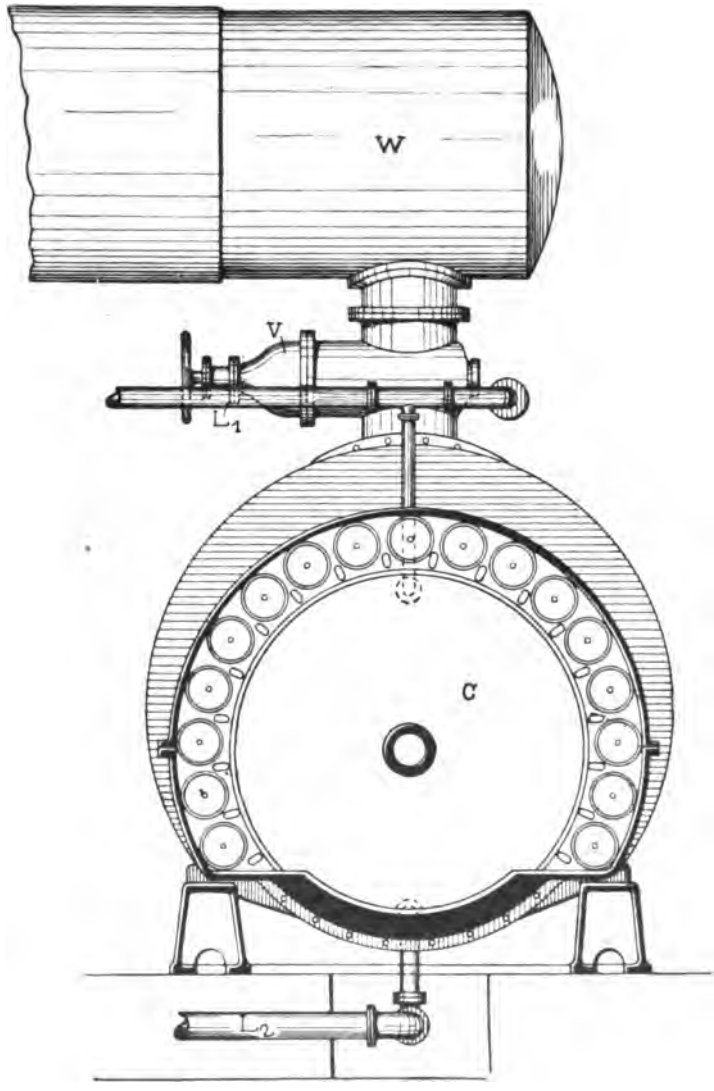


Fig. 999.

den Deckeln D_1 und D_2 angeordnet, welche in zwei rings um den Cylinder herumlaufende, weitere Kanäle B_1 und B_2 ſo ausmünden, daß ſie nach außen durch die Saugventile V_1, nach innen durch die Druckventile V_2 abgeſchloſſen werden können.

Fig. 1000 stellt in größerem Maaßstabe den Theil des Cylinders dar, bei welchem der Kanal c_1 in den Kanal B_1 mündet und läßt die Anordnung der Saug- und Druckventile V_1 und V_2 erkennen. Aus den Kanälen B_1 und B_2 wird der Wind

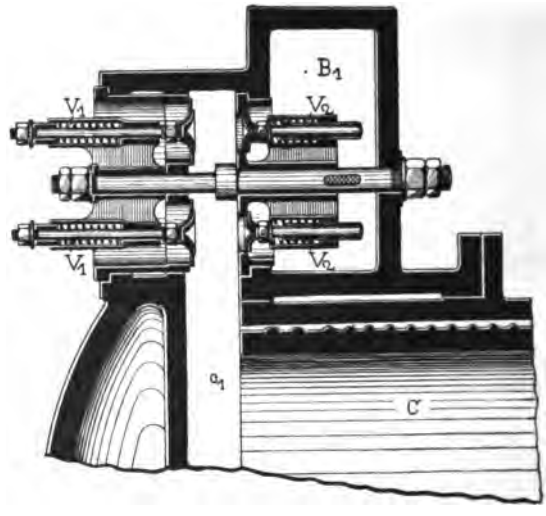


Fig. 1000.

durch Verbindungsröhren dem Windsammler W zugeführt, der mitten über einem der Gebläsecylinder liegt. Die Verbindung zwischen Cylinder und Windsammler kann durch einen Absperrschieber V unterbrochen werden. Als Ventile werden Tellerventile von Metall benutzt, deren Spindeln in langen Führungen gehen. Die Ventile werden mittelst einer Schraubenfeder in ihrer Schlußstellung erhalten. Metallventile machen sich schon mit Rücksicht auf die Erwärmung des Cylinders nöthig. Zur Kühlung ist der Cylinder C mit einem Mantel M umgeben, und auch der Hohlraum der Deckel D_1 und D_2 ist zur Aufnahme für Kühlwasser eingerichtet. Zugeführt wird das Kühlwasser durch die Rohrleitung L_1, während es durch die Leitung L_2 abfließt.

Die dargestellte Maschine ist für eine Leistung von 540 cbm Luft in jeder Minute gebaut worden, wobei die Luft mit einem Druck von 2,2 Atmosphären durch die Maschine geführt wird. Die Hauptverhältnisse der Maschine sind die folgenden:

Durchmesser des Windcylinders 1700 mm,
Hub des Windcylinders 1700 mm,
Leistung der Dampfmaschine etwa 1800 Pferdestärken,
Umdrehungszahl der Maschine 36 in der Minute,
Freier Querschnitt der Saugventile $^1/_6$ der Kolbenfläche,
[illegible]schnitt der Druckventile $^1/_{12}$ der Kolbenfläche.

Die Luftcompressoren.

Darunter sind Gebläsemaschinen verstanden, deren Aufgabe es ist, Luft anzusaugen und die angesaugte Luft auf einen beliebigen Druck zusammenzupressen, damit die so comprimirte Luft eine beliebige Verwendung finden kann. Comprimirte Luft wird beispielsweise durch Fabriksräume und ganze Stadtviertel fortgeleitet und zum Betriebe von Arbeitsmaschinen aller Art benutzt, so beispielsweise auch zum Betriebe von Gesteinsbohrmaschinen in Bergwerken, von Bremsen bei Eisenbahnzügen und dergleichen mehr. Da es sich oft um sehr hohe Drucke handelt, so findet eine nicht unbeträchtliche Erwärmung der Luft während ihrer Zusammendrückung statt, und es muß deshalb für eine ausreichende Kühlung Sorge getragen werden. Je nach der Art dieser Kühlung unterscheidet man drei Arten von Compressoren.

Die trockenen Compressoren; darunter sind die Compressoren verstanden, bei denen die Wandungen des Cylinders und der Deckel hohl sind und durch Wasser gekühlt werden.

Die halbnassen Compressoren; darunter sind solche Compressoren verstanden, bei denen das Kühlwasser in fein vertheiltem Zustande in den Cylinder eingespritzt wird.

Die nassen Compressoren; darunter werden solche Compressoren verstanden, bei denen der Cylinder zum großen Theile selbst mit Kühlwasser angefüllt wird.

Eincylindrisch werden die Compressoren meist nur bis zu einem Ueberdruck von 7 Atmosphären gebaut, für höhere Drucke werden zwei oder mehrere Cylinder benutzt.

Die trockenen Compressoren.

Wenn auch bei der indirekten Abkühlung der Luft durch die Cylinderwandungen hindurch die Kühlung nicht so gut wirken kann, wie bei der direkten Einführung von Wasser in den Cylinder, so wird im letzteren Falle die Luft feucht werden müssen und für viele Verwendungszwecke nicht zu gebrauchen sein. Die den Wandungen des Cylinders zunächst liegenden Lufttheilchen werden gut abgekühlt, nach der Mitte des Cylinders hin aber wird die Abkühlung der Luft eine immer schlechtere sein. Die gepreßte Luft bleibt in dem Cylinder eine zu kurze Zeit, als daß sie durch Außenkühlung eine hinreichende Temperaturerniedrigung erhalten kann. Die Abkühlung von außen kann deshalb nur so lange Verwendung finden, als sie ausreicht, um die Zersetzung der Schmieröle in der Maschine zu verhindern und die Maschine betriebsfähig zu erhalten. Die trockenen Compressoren kann man aus diesem Grunde als eincylindrige Maschinen bis zu einem Luftdruck von etwa 8 Atmosphären und als mehrcylindrige Maschinen bis zu einem noch etwas höheren Druck verwenden.

Man unterscheidet diese Compressoren auch nach der Art ihrer inneren Steuerungsorgane als Ventil- und Schiebercompressoren.

Die Ventilcompressoren. Die Ventile für den Lufteinlaß und Luftauslaßt sind entweder in dem Cylinderdeckel oder senkrecht zur Cylinderwandung angeordnet.

Der Compressor von C. W. Jul. Blancke & Co. in Merseburg*) ist in Fig. 1001 und 1002 dargestellt. Die Saug- und Druckventile sind im hinteren Cylinderdeckel angeordnet. Das Saugventil V_1 unten, das Druckventil V_2 oben. Es ist deshalb der Cylinderdeckel durch eine Zwischenwand in einen Saugraum und in einen Druckraum getheilt. Die Luft gelangt durch einen Kanal A, der in dem unteren Theil des Cylindermantels eingegossen ist, durch das Saugventil in den Cylinder C. Von dem Kolben zusammengepreßt, wird sie durch das Druckventil V_2 in den Druckkanal B, der oben an dem Cylinder angegossen ist, gedrückt und von dort fortgeleitet. Der Cylinder ist doppelwandig zur Aufnahme des Kühlwassers.

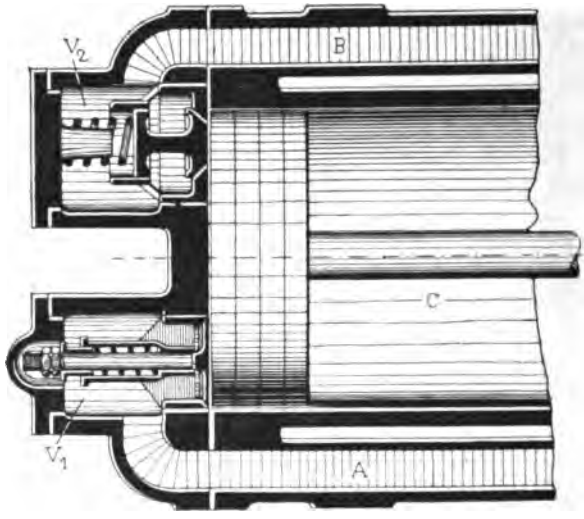


Fig. 1001.

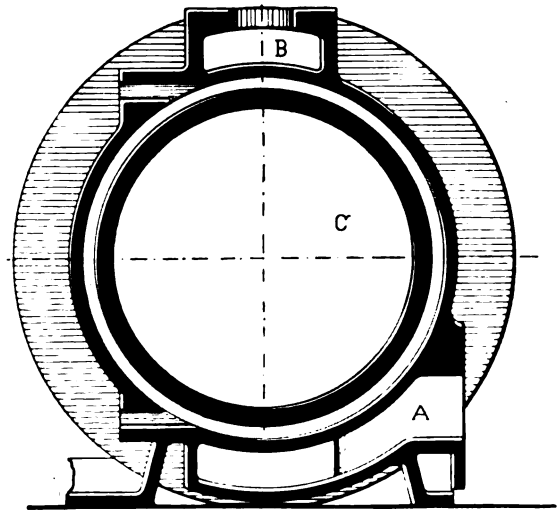


Fig. 1002.

Fig. 1003 giebt die Darstellung eines kleinen Compressors dieser Art. Dampf- und Compressorcylinder sind mittelst eines cylindrischen Zwischenstückes mit einander verbunden. Die Kurbelwelle liegt zwischen beiden Gliedern, oberhalb des Unterstützungsfußes für

*) von Ihering, „Die Gebläse".

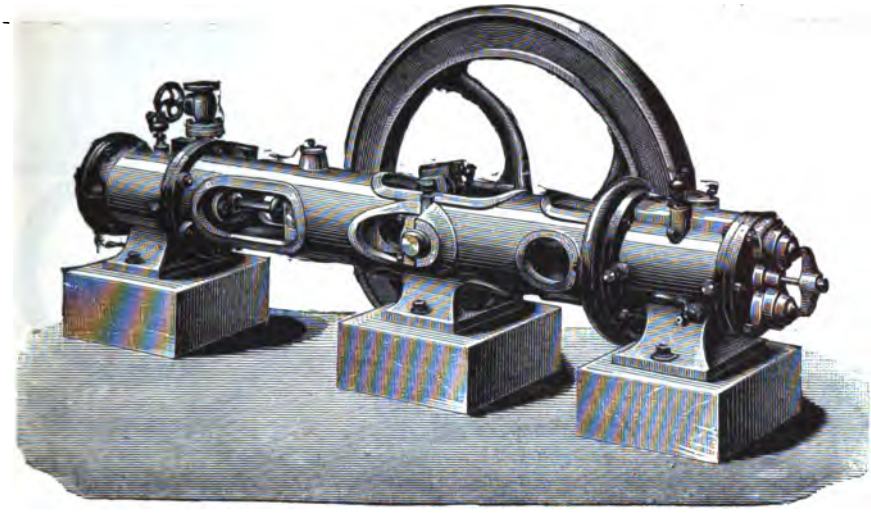


Fig. 1003.

das Zwischenstück, welches dem Kreuzkopf der Dampfmaschine als Rundführung dient. Nachstehende Tabelle giebt die Hauptabmessungen und die Leistung von Compressoren dieser Art, wie sie die genannte Fabrik baut:

Nr.	Compressions-cylinder-Durch-messer	Hub	Um-drehungen pro Minute	Rohr-weite	Angesaugte Luft pro Stunde	Der Compressor liefert cbm Luft pro Stunde von Atmosphären					Gewicht
	mm	mm		mm	cbm	1	2	3	4	5	kg
1	100	160	200	30	28	13	7,7	5,4	4	3	525
2	120	200	160	35	40	19	11	7,5	6	4,5	870
3	140	200	160	35	55	25	15	10,5	8	6	950
4	150	250	140	40	70	31	19	13	10	8	1000
5	170	250	140	40	90	40	25	17	13	10	1200
6	180	300	120	55	100	47	28	20	15	11	1500
7	200	300	120	55	125	58	35	25	18,5	13,5	1700
8	220	400	100	70	170	78	46	32	24	18	2200
9	250	400	100	70	220	100	60	41	31	23	2700
10	300	500	80	85	310	145	85	61	45	35	3800
11	350	600	70	105	450	208	125	87	65	50	5500
12	400	700	65	120	650	295	175	123	93	71	7900
13	500	800	60	150	1050	485	290	200	150	117	9200

Der Compressor der Braunschweigischen Maschinenbau-Anstalt in Braunschweig ist durch Fig. 1004 im Längsschnitt und Fig. 1005 im Querschnitt wiedergegeben.*) Es ist dies ein Ventilcompressor, dessen Ventile senkrecht über

*) von Ihering, „Die Gebläse“.

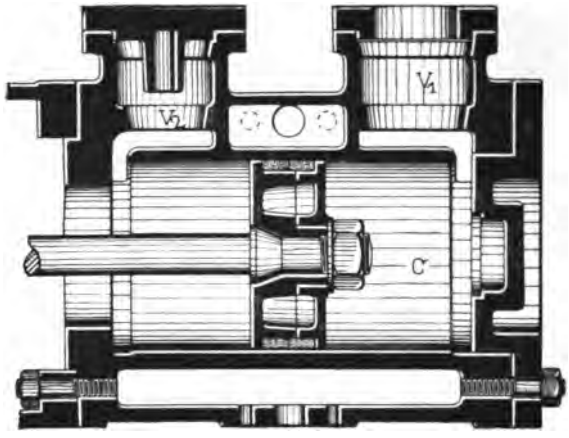


Fig. 1004.

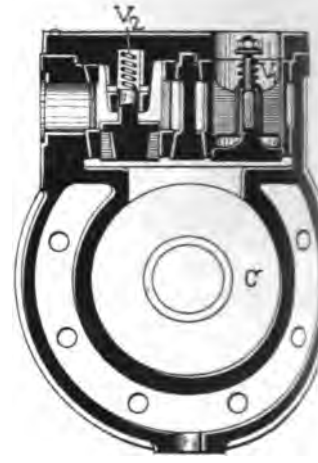


Fig. 1005

dem Cylindermantel sich erheben. An jedem Ende des Cylinders C ist je ein Saugventil V_1 und ein Druckventil V_2 angeordnet.

Die stehende Anordnung der Ventile hat den Vorzug, daß die Reibung der Ventilspindeln bei ihr eine geringere ist, als bei der liegenden, und daß die Ventile sich nicht so leicht festklemmen und undicht werden. Es beträgt:

der freie Durchgang der Saugventile $^1/_7$ der Kolbenflächen,
der freie Durchgang der Druckventile $^1/_{20}$ der Kolbenflächen.

Die Schiebercompressoren. Bei diesen wird der Lufteintritt und -Austritt durch einen Schieber vermittelt, ähnlich dem der Dampfmaschinen. Es sind Flachschieber, Drehschieber und Kolbenschieber in Gebrauch. Die Schiebercompressoren sind alle mit einer Vorrichtung versehen, um den verschieden großen Druck auf beiden Seiten des Kolbens auszugleichen und den Anfangsdruck auf den Kolben zu verringern.

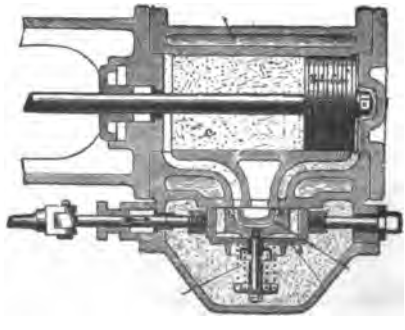


Fig. 1006.

Der Compressor von Burkhardt & Weiß, der von der Sangerhäuser Aktien-Maschinenfabrik und Eisengießerei in Sangerhausen ausgeführt wird, ist in Fig. 1006 wiedergegeben. Als inneres Steuerungsorgan dient bei diesem Compressor ein Schieber, der von einer Schieberstange hin- und herbewegt wird. Eigenthümlich ist dieser Schiebersteuerung, daß in den Schieber ein Kanal eingegossen ist, welcher bei dem Hubwechsel die Druckseite des Compressors mit der Saugseite verbindet. Die comprimirte Luft, welche jedesmal auf der Druckseite in den schädlichen Räumen des Cylinders

sich ansammelt, wird durch diesen Kanal nach der Saugseite hinübergeleitet und dort für den nächsten Hub wieder nutzbar gemacht. Dadurch wird der störende Einfluß der schädlichen Räume beseitigt. Auf dem Rücken des Schiebers ist ein Rückschlagventil angebracht. Es soll verhindern, daß beim Hubwechsel, wenn die Lufteintrittskanäle und die Luftaustrittskanäle sich wieder öffnen, die comprimirte Luft aus dem Schieberkasten durch den Austrittskanal hindurch in den Cylinder zurücktreten kann. Für große Maschinen von 50—100 cbm Luft in der Minute werden zwei Rückschlagventile angebracht, da eins zu schwer ausfüllen würde.

Fig. 1007 und 1008 stellen einen Compressor der Fabrik mit dieser Schiebersteuerung dar. Neben dem Compressor ist, wie bei den Zwillingsmaschinen, die

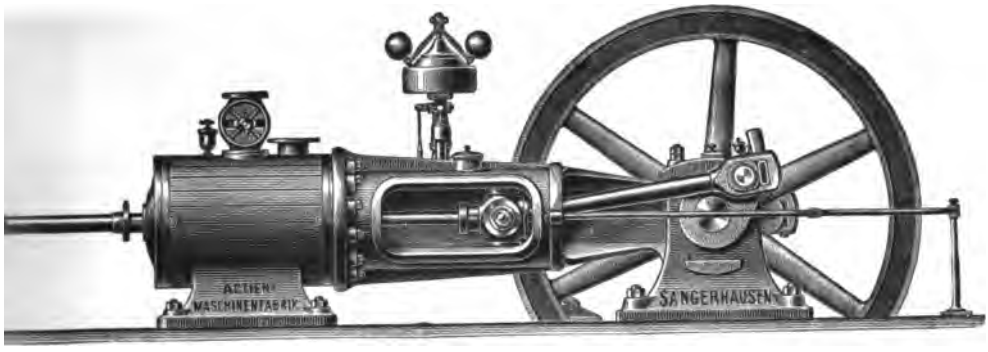


Fig. 1007.

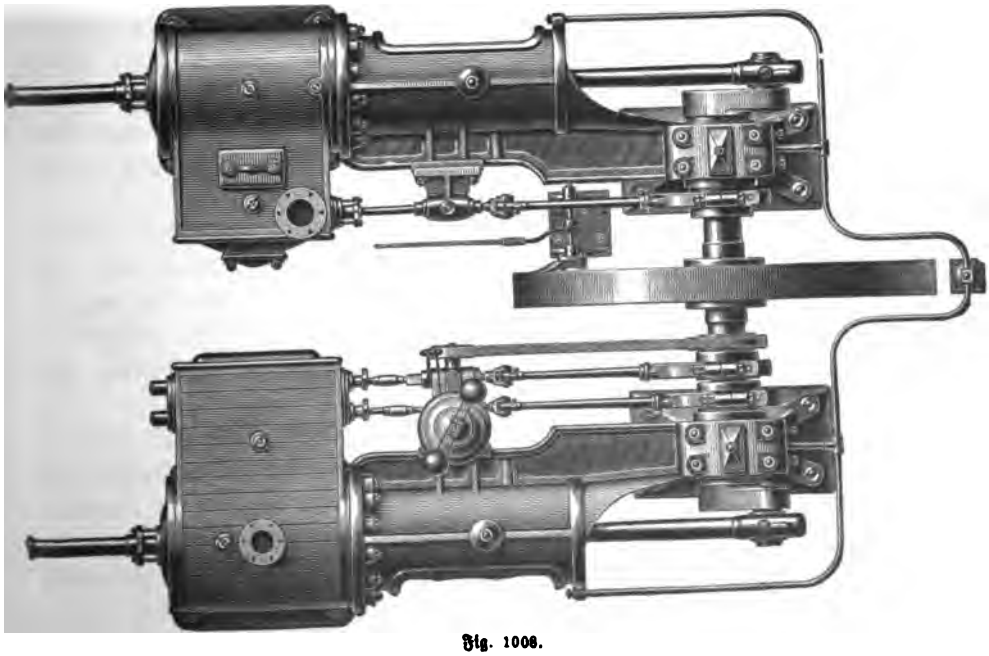


Fig. 1008.

Dampfmaschine mit doppelter Schiebersteuerung angeordnet. Beide Maschinen haben eine gemeinsame Kurbelwelle, auf der das Schwungrad sitzt. Der Schieber für den Compressor sowohl, wie der der Dampfmaschine wird mittelst eines Excenters von der Kurbelwelle aus bewegt. Die Kurbel für den Compressor ist um 50° gegen die Kurbel der Dampfmaschine versetzt und eilt ihr vor. In der nachstehenden Tabelle sind die Hauptabmessungen und Leistungen dieser Compressoren aufgeführt, wie sie die genannte Fabrik baut:

Luftkolbendurchmesser in mm	135	200	270	300	375	420	500	550	690	800
Dampfkolbendurchm. in mm	175	235	305	340	420	470	550	600	740	850
Hub beider Kolben in mm	160	240	320	450	450	500	600	650	750	850
Umdrehungen in der Minute	210	165	140	110	110	105	90	85	80	75
Effektiv angesaugte Luft in der Minute in cbm . . .	0,84	2,20	4,53	6,15	9,69	12,87	18,53	22,88	39,32	55,92
Saugrohrdurchmesser in mm	60	90	125	150	175	200	225	250	300	350
Druckrohrdurchmesser in mm	50	70	100	125	150	150	175	200	250	300
Raum- bedarf { Längendurchm. in m	1,7	2,1	2,8	3,5	3,7	4,1	5,5	6,0	7,0	8,0
Raum- bedarf { Breitendurchm. in m	1,7	2,1	2,6	3,5	3,5	3,6	3,7	3,8	4,5	5,1
Gewicht etwa kg	1150	2200	3900	7000	8000	11 400	16 500	20 000	27 500	36 00

Halbnasse Compressoren.

Wie schon erwähnt, sind dies solche Compressoren, bei denen das Kühlwasser in fein vertheiltem Zustande in den Cylinder eingespritzt wird. Die Luft mischt sich also hier stets mit dem Wasser und wird deshalb feucht werden müssen. Sie wird deshalb oft vor ihrer Verwendung in besonderen Luftbehältern getrocknet. Zur Einspritzung des Wassers werden besondere Zerstäuber oder Düsen benutzt. In ihrem Prospekt sagt die Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln: „Die bei der Einspritzung selbst sehr fein zerstäubte Wassermenge ist jedoch keineswegs schon gleichmäßig genug im Cylinder vertheilt, um die durch die Compression erzeugte Wärme der Luft einigermaaßen aufzunehmen. Die Abkühlung erfolgt gewöhnlich erst beim Austritte der Luft und des Wassers durch die Druckventile, also zu einer Zeit, wo dieselbe vollständig zwecklos ist. Da ferner der Cylinder und die Ventile durch das Wasser stark in Mitleidenschaft gezogen werden, ein Kraftgewinn aber, wie die genauen von uns vorgenommenen Versuche ergeben haben, nicht erzielt wird, so können wir diese Art Compressoren nicht empfehlen." Die Anordnung der halbnassen Compressoren ist im Grunde ganz dieselbe, wie die der trockenen Compressoren.

Ein halbnasser Compressor der vorgenannten Fabrik ist in Fig. 1009 im Längsschnitt und in Fig. 1010 in Vorderansicht wiedergegeben.*) Die Ventile sind in den Cylinderdeckel D eingebaut, und zwar befinden sich in jedem Cylinderdeckel vier Saugventile V_1 und darunter drei Druckventile V_2. Die Saugventile nehmen die Luft direkt aus der Umgebung des Cylinders auf. Die Druckventile

*) von Ihering, „Die Gebläse".

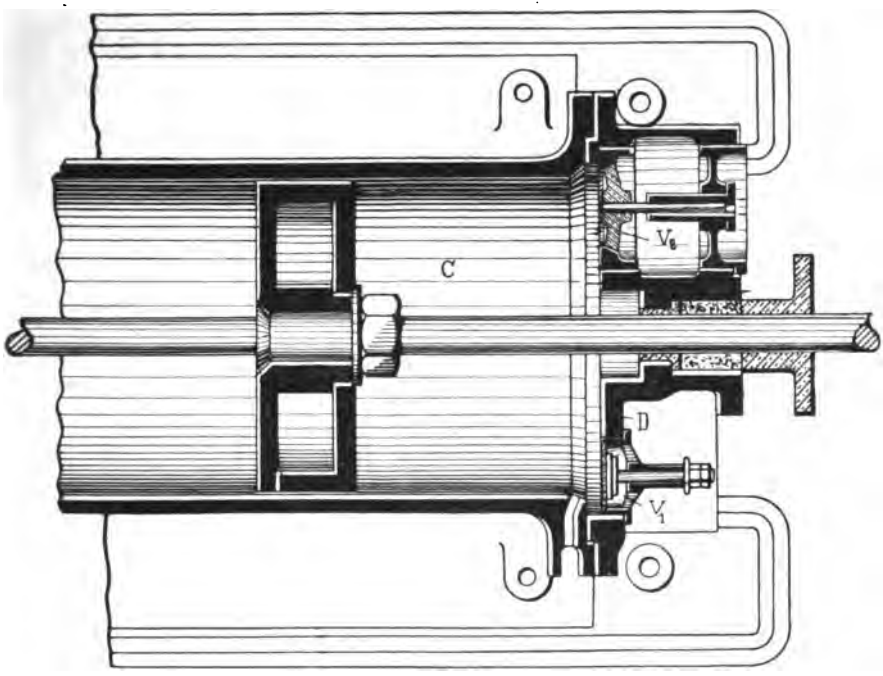


Fig. 1009.

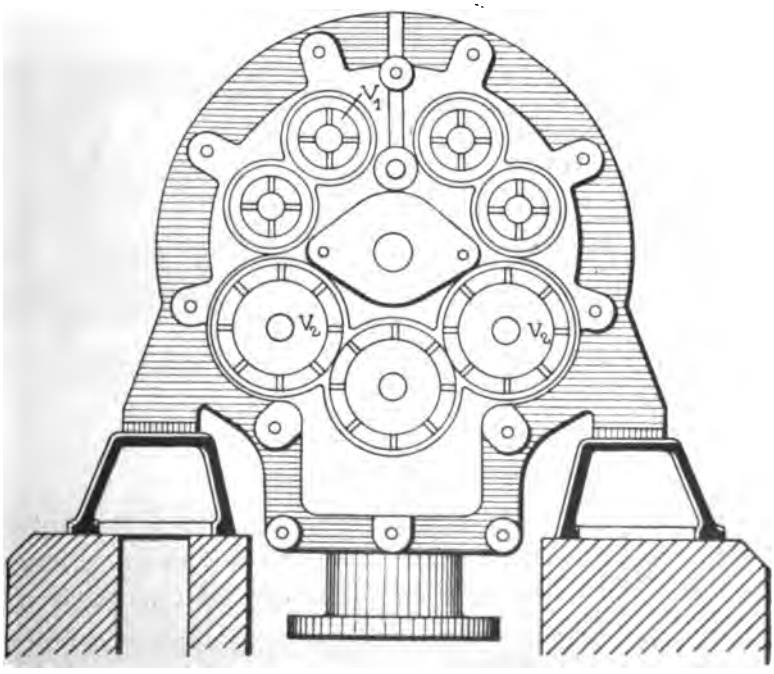


Fig. 1010.

öffnen sich nach außen in eine Druckkammer des Deckels D. In jedem Cylinderdeckel mündet dicht unter der Stopfbüchse der Kolbenstange ein Rohr, welches innerhalb des Cylinders mit einer Düse versehen ist. Durch dieses Rohr wird das Einspritzwasser, welches die comprimirte Luft abzukühlen bestimmt ist, als Sprühregen in den Cylinder hineingepreßt.

Nasse Compressoren.

Bei diesen Compressoren wird der Cylinder mit Kühlwasser direkt angefüllt. Die Vortheile und Nachtheile dieser Compressoren sind nach von Ihering folgende: Die Luft wird bei den nassen Compressoren stark abgekühlt, und sie hat deshalb eine geringe Endtemperatur. Dies bedingt aber auch, daß die gepreßte Luft einen kleineren Raum erfordert. Solche Compressoren sind von sehr einfacher Construction und verlangen wenig Reparaturen. Dem gegenüber haben aber die nassen Compressoren den Nachtheil, daß sie nur mit geringer Geschwindigkeit betrieben werden können. Bei raschem Gange finden Stöße statt; es treten Wasserschläge und Wellenbewegungen auf, und es bildet sich Schaum, sodaß durch die starke Wasserbewegung der Feuchtigkeitsgehalt der Luft sich erhöht. Die nassen Compressoren erfordern auch größere Abmessungen, haben ein größeres Gewicht und einen größeren Wasserverbrauch, wie die anderen. Endlich ist auch ihr Raumbedarf ein größerer.

Ein nasser Compressor, wie ihn die Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln baut, ist in Fig. 1011*) und 1012 und durch die Darstellung Fig. 1013

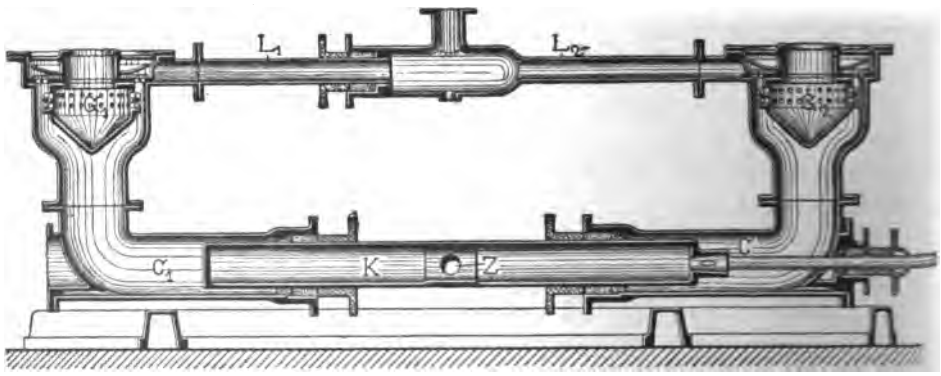


Fig. 1011.

wiedergegeben. Die Luft wird bei diesen Compressoren durch Vermittelung einer Wassersäule verdichtet, welche den Kolben bedeckt und an seiner hin- und hergehenden Bewegung theilnimmt. Man kann die Wassersäule als eine Verlängerung des

*) von Ihering, „Die Gebläse".

Kolbens ansehen, welche alle inneren Räume des Cylinders ausfüllt. Der Compressor besteht aus zwei in einer Achse liegenden Cylindern C_1 und C_2, die auf einem gemeinsamen Fundamentrahmen aufgestellt sind. Sie haben einen gemeinsamen Plungerkolben, welcher sich in ihren Stopfbüchsen führt. Der Kolben wird entweder mittelst zweier Pleuelstangen angetrieben, welche an einem Zapfen Z angreifen, der zwischen beiden Stopfbüchsen an dem Kolben angebracht ist, oder wie bei der dargestellten Ausführungsform mittelst einer Kolbenstange, die aus dem Cylinder heraustritt. An dem Ende jedes der beiden Cylinder C_1 und C_2 schließt sich ein aufrecht stehendes Ventilgehäuse G_1 und G_2 an, welche die Saug- und Druckventile tragen und durch die Leitungsrohre L_1 und L_2 mit einander verbunden sind.

Fig. 1012 läßt die gebräuchlichste Ausführungsform des Ventilgehäuses erkennen. In das Gehäuse G ist der hohle Saugkegel V_1 eingebaut. Der obere

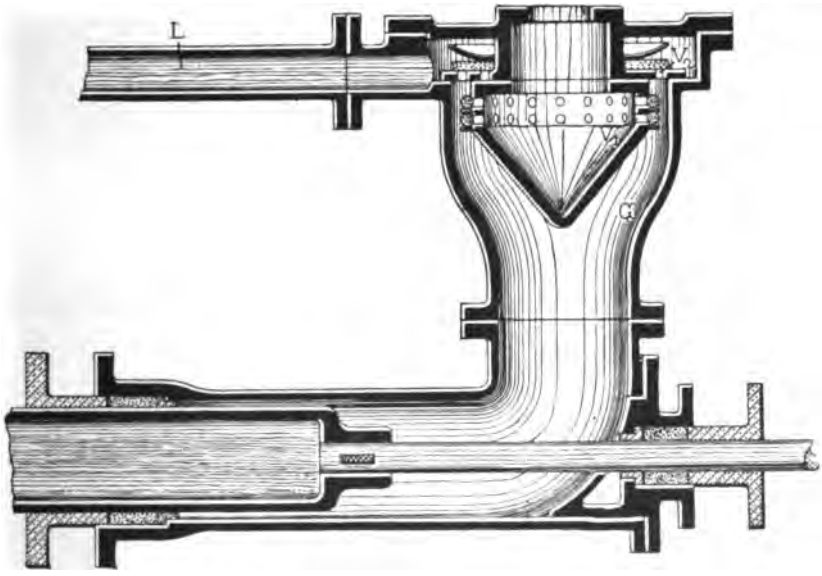


Fig. 1012.

cylindrische Theil desselben ist ringsherum mit zwei Reihen Löchern versehen, die von außen mit je einem Gummiring verschlossen sind. Der ringförmige Raum zwischen dem Saugkegel V_1 und dem Ventilgehäuse G wird durch das Druckventil V_2 abgedeckt. Die Ringklappe, welche dazu nöthig ist, wird aus Gummi oder Leder gemacht. Da die Druckventile am höchsten Punkt angebracht sind und da gegen Ende des Hubes ein Theil der Wassersäule in die Druckleitung L_1 bezw. L_2

übertritt, so arbeitet der Compressor ohne jeden schädlichen Raum. Der Wirkungsgrad der Compressoren ist deshalb auch ein hoher.

Während der Saugperiode spritzt die Kühlwasserpumpe, welche an jedem Compressor angebracht ist, eine bestimmte Menge kalten Wassers ein; dadurch soll die Erwärmung des Arbeitswassers verhindert und die Wassermenge ersetzt werden, welche bei der darauffolgenden Druckperiode mitgenommen wird. Die große Wasseroberfläche kühlt die Luft schnell ab, sodaß während der Compression die angesaugte kalte Luft nur um etwa 30° C. erwärmt wird.

Bei der durch Fig. 1013 dargestellten Ausführungsform ist die Betriebs-Dampfmaschine neben dem Compressor aufgestellt, sodaß beide an derselben Kurbel-

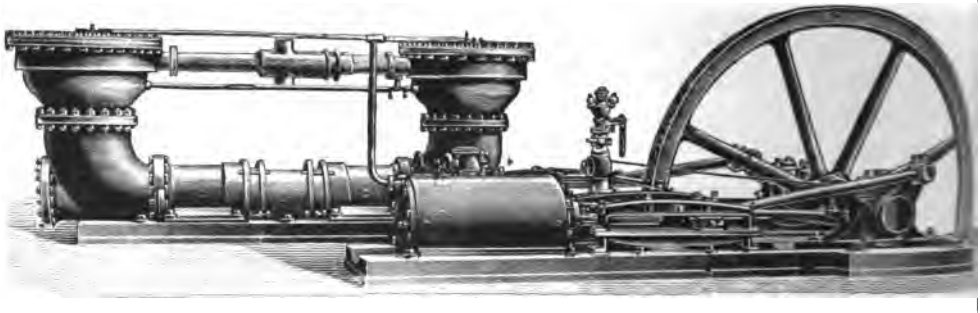


Fig. 1013.

welle angreifen können. Die Fabrik baut derartige Compressoren in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle:

Modell-Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
Durchmesser des Luftpumpenkolbens in Millimeter	125	160	200	250	320	400	500	640
Durchmesser des Dampfcylinders in Millimeter	220	260	305	360	440	530	640	800
Hub beider Kolben	400	500	600	750	960	1200	1500	1920
Zahl der Umdrehungen in der Minute	68	60	54	48	42	36	30	26
Angesaugte Luftmenge in Cubikmeter in der Stunde	38	70	115	198	365	612	1000	1810
Raumbedarf in Meter: Länge	3,70	4,50	5,20	6,20	7,50	8,90	10,80	13,30
Raumbedarf in Meter: Breite	1,00	1,10	1,20	1,40	1,60	1,80	2,10	2,50
Raumbedarf in Meter: Höhe	1,40	1,50	1,70	2,10	2,50	2,90	3,50	4,20
Ungefähres Gewicht der Maschine in Kilo	2500	3700	5100	8300	13500	19900	35000	53500

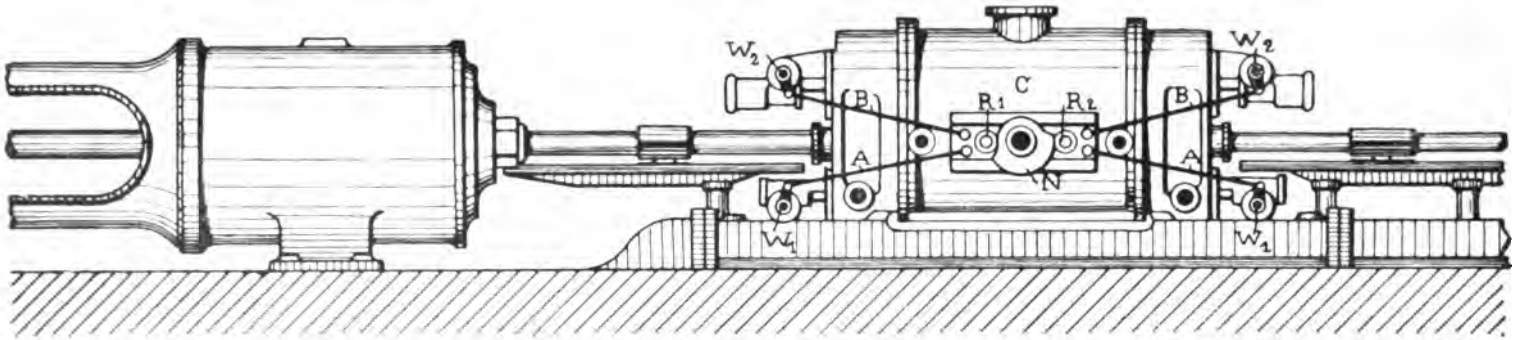


Fig. 1014.

Compressoren mit gesteuerten Ventilen. Wie bei den Gebläsemaschinen kann man auch bei den Compressoren die inneren Steuerorgane zwangsweise steuern, sodaß sie im geeigneten Moment geschlossen und geöffnet werden. Der Verlust an comprimirter Luft wird bei solchen Compressoren ein geringerer und ihr Wirkungsgrad ein höherer sein. Man kann im Allgemeinen zwei Arten von Compressoren mit gesteuerten Ventilen unterscheiden:

Compressoren, bei denen nur die Einlaßorgane gesteuert werden,

Compressoren, bei denen die Einlaß- und Auslaßorgane gesteuert werden.

Die Compressoren der ersteren Art werden nur selten ausgeführt, und es soll deshalb von deren Besprechung abgesehen werden.

Einen Compressorcylinder, bei welchem die Ein- und Auslaßventile mittelst einer Kurvenbahn gesteuert werden*), zeigt Fig. 1014. Der Compressorcylinder C ist in der Verlängerung des Dampf-

*) Prof. A. Riedler, „Die Schnellbetriebe".

maſchinencylinders aufgeſtellt. Beide haben eine gemeinſchaftliche Steuerſtange. Zur Steuerung der Ventile des Compreſſors iſt eine Kurvenbahn an dem Compreſſorcylinder C direkt angebracht. Sie wird durch die Nockenſcheibe N in eine hin- und hergehende Bewegung verſetzt, indem die Rollen R_1 und R_2 der Kurvenbahn gegen den Umfang der Nockenſcheibe ſich ſtützen. Die Bewegung der Kurvenbahn wird durch die Zugſtangen A A auf die Daumenwellen W_1 W_1 der Saugventile und durch die Zugſtangen B B auf die Daumenwellen W_2 W_2 der Druckventile übertragen. Wie ſchon erwähnt, werden die Ventile nur zwangsläufig geſchloſſen, ihre Oeffnung erfolgt ſelbſtthätig. Die Saugventile öffnen ſich nach innen, die Druckventile nach außen.

Fig. 1015 und 1016 giebt den Schnitt durch die Ventile in größerem Maaßſtabe wieder. Beide Ventile ſind Tellerventile. Das Saugventil V_1 — Fig. 1016 —

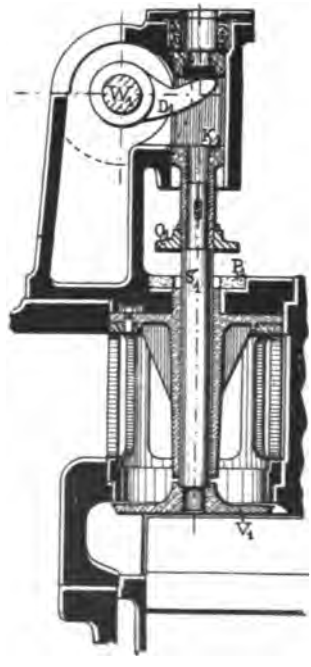


Fig. 1015.

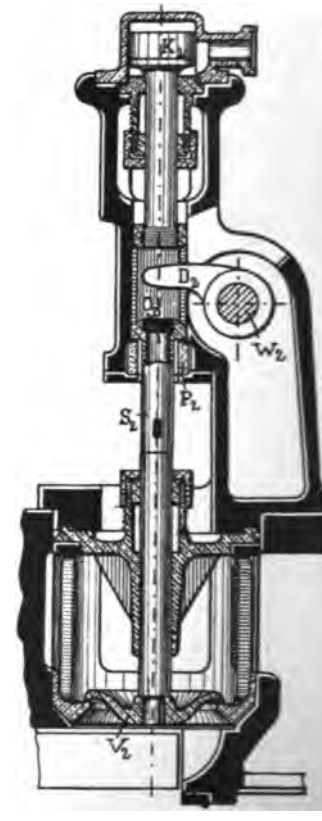


Fig. 1016.

iſt an der Spindel S_1 befeſtigt, die mit dem kolbenartigen Anſatz K_1 in einer Verlängerung des Ventilgehäuſes ſich führt. Das Ventil wird durch die Saugwirkung nach dem Cylinderinnern hin ſelbſtthätig geöffnet und durch den

Daumen D_1, der auf der Welle W_1 befestigt ist, in die Schlußstellung gedrückt, wie dargestellt.

Das Druckventil V_2 — Fig. 1016 — ist an dem einen Ende der Ventilspindel S_2 befestigt, deren anderes Ende mit der Kolbenführung K_2 versehen ist. Das Ventil wird unter der Druckwirkung im Cylinder in die geöffnete Stellung gebracht. Der Daumen D_2, welcher auf der Steuerwelle W_2 befestigt ist, muß in dieser Zeit die Ventilspindel freigeben. Bei der Rückschwingung der Daumenwelle drückt der Daumen die Ventilspindel und damit das Ventil selbst in die Schlußstellung. Damit das Schließen der Ventile geräuschlos geschieht, sind Gummipuffer P_1 bezw. P_2 in die Ventilgehäuse eingebaut, auf welche die Ventilstangen mit ihren Ansätzen O_1, bezw. O_2 sich aufsetzen.

Die Kapselgebläse.

Während die Kolbengebläse die Luft durch eine hin- und hergehende Bewegung eines Kolbens befördern, wird sie bei den sogenannten Kapselgebläsen mittelst kreisender Kolben in Bewegung gesetzt. Auf einer oder mehreren Wellen sind innerhalb eines geschlossenen Gehäuses Kolben angebracht, welche an dessen Wandung möglichst ohne Spielraum vorbeistreichen, wenn sie in Umdrehung versetzt werden. Das geschlossene Gehäuse wird als Kapsel und die Gebläsearten deshalb als Kapselgebläse bezeichnet. Die Kolben haben meistens nicht die Form der bei den Cylindergebläsen gebräuchlichen Scheibenkolben. Sie sind vielmehr als massive Flügel zu bezeichnen. Sie werden auch Verdränger genannt, weil sie — wie die Kolben der Kapselpumpen das Wasser — die Luft durch Fortschieben allmählich vorwärts drängen. Die Achsen der Flügel werden mittelst Riemenscheiben oder Zahnräder von außen her angetrieben. Die Kolben jeder Welle beschreiben bei ihrer Drehung einen Kreisweg, und da sie mit einem sehr geringen Spielraum gegen die Innenwand der Kapsel anschließen, so nehmen sie die Luft, welche zwischen ihnen sich befindet, von der Saugseite mit und geben sie auf die Druckleitung ab. Da eine vollständige Dichtung der Flügel gegen die Kapsel nicht möglich ist, so wird ein Theil der geförderten Luft von der Druckseite nach der Saugseite zurückströmen und dadurch den Wirkungsgrad verringern.

von Ihering*) faßt die Vortheile und Nachtheile der Kapselgebläse dahin zusammen:

Die Kapselgebläse sind geeignet, große Luftmengen bei geringem Kraftbedarfe zu fördern, geben einen gleichmäßigen Luftstrom, erfordern nur eine leichte und einfache Ingangsetzung und Wartung, sowie geringe Reparaturen; sie nehmen nur einen geringen Raum ein und ihre Anschaffungskosten sind nicht groß. Dem gegenüber stehen als Nachtheile, daß ihre Flügel sich schwer abdichten lassen, daß sie während des Betriebes ein lästiges Geräusch verursachen und daß die Luft in ihnen weniger gepreßt werden kann, als in Cylindergebläsen.

*) von Ihering, „Die Gebläse".

Kapselgebläse mit zwei Drehachsen. Bei ihnen sind auf jeder Drehachse zwei oder mehrere Flügel so angebracht, daß sie bei ihrer Drehung ihre Bahnen kreuzen und wie die Zähne zweier Zahnräder in einander greifen. Man kann sich die Flügelräder als Zahnräder mit sehr großen Zähnen vorstellen. Stehen zwei derartige Zahnräder in Eingriff mit einander und sind sie anschließend an das Gehäuse in dieses eingebaut, so wird bei der Drehung der Räder von den Zahnlücken eine gewisse Luftmenge von einer Seite des Gehäuses mitgenommen und auf die entgegengesetzte befördert. Je größer die Zahnlücken sind, desto größer wird auch die Luftmenge sein, welche durch die Zahnräder vorwärts geschoben wird.

Das Gebläse von Root ist ein Kapselgebläse dieser Art. Eine Ausführungsform dieses Gebläses, wie es von der Aerzener Maschinenfabrik Adolph Meyer in Aerzen ausgeführt wird, zeigt Fig. 1017 im Schnitt. Es ist nach demselben Grundsatz gebaut, wie die Root'sche Pumpe, welche wir Seite 830

Fig. 1017.

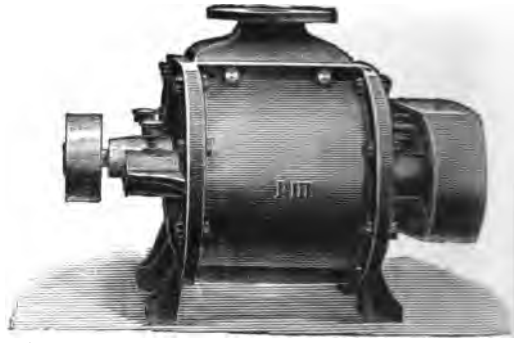


Fig. 1018

besprochen haben. In einem ovalen, gußeisernen Gehäuse sind auf zwei parallelen Wellen je ein Doppelflügel von der Form einer „Acht" befestigt. Die Flügel müssen gegen einander und gegen die Gehäusewand abdichten. Sie sind um 90° gegen einander versetzt, sodaß die Zähne des einen Flügels in die Lücken des anderen eingreifen. Der Flügelkörper wird aus Stahl gefertigt und zum Theil abgedreht, wo sie aber gegen einander dichten sollen, erhalten sie besondere Abdichtungsleisten von Holz.

Ein zusammengestelltes Kapselgebläse stellt Fig. 1018 dar. Eine der Achsen wird mittelst einer Riemenscheibe angetrieben, und es wird ihre Drehbewegung von Zahnrädern auf die andere Achse übertragen. Die Saug- und Drucköffnung ist auf gegenüber liegenden Seiten des Gebläsegehäuses so angeordnet, daß der Luftstrom zwischen beiden Wellen hindurchtreten kann. Derartige Gebläse werden von der Fabrik in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Umdrehung in der Minute	Für Schmiedefeuer Anzahl der Schmiedefeuer (bei 30 mm Düse)	Volumen Wind (bei 200 mm Wassersäule) in der Minute	Windleitung Durchmesser	Durchmesser der Mundstückflansche	Dimensionen der Riemenscheibe		Gewicht
					Durchmesser	Breite	
		cbm	mm	mm	mm	mm	kg
500	2	2,5	75	165	100	55	65
500	3	3,5	75	165	100	55	72
500	4	5,5	80	190	125	60	105
500	5	8,5	90	215	150	60	145
500	6	11,5	95	215	185	80	170
500	8	14,5	105	233	220	90	250

Für große Gebläse werden die Flügel von der Fabrik entsprechend der Darstellung Fig. 1019 ausgeführt. Flügel, welche ganz aus Gußeisen gefertigt werden, fallen zu schwer aus, es werden deshalb Flügel aus einem Stahl- oder Schmiedeeisengerüst gebaut. Auf den Flügelwellen werden zunächst Stahlrosetten aufgesetzt und diese erhalten eine Blechummantelung mit aufgenieteten Flacheisenstreifen. Die Abdichtungsflächen bestehen einerseits aus bearbeiteten Blechen oder Flacheisenstreifen c und c_1, anderseits aus den Holzleisten d, die mit Filzstreifen e belegt sind.

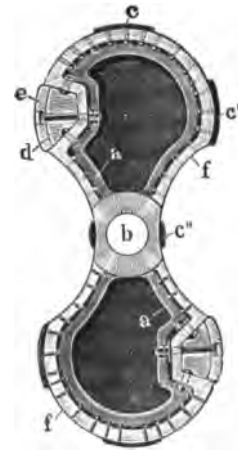


Fig. 1019.

Fig. 1020 giebt die Vorderansicht, Fig. 1021 die Seitenansicht des Flügelkörpers eines Gebläses, wie es Gebr. Pintsch in Frankfurt a. M. bauen. Die Flügel

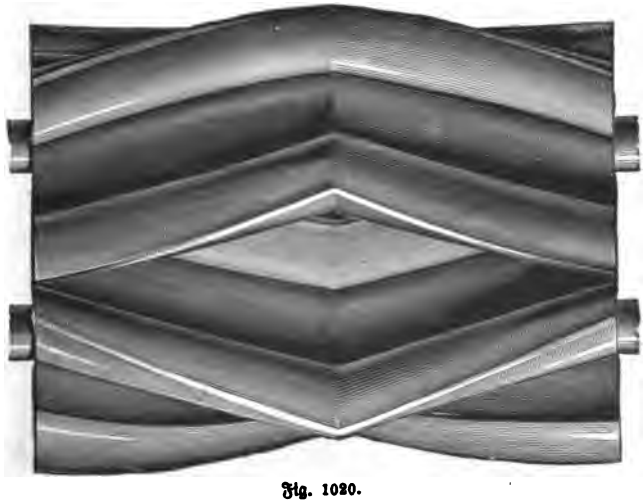


Fig. 1020.

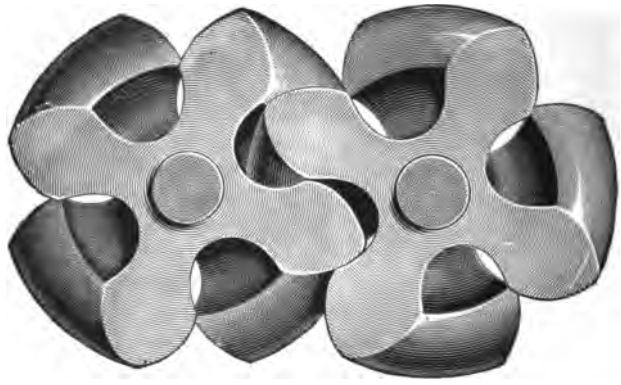


Fig. 1021.

laufen schraubenförmig ansteigend von beiden Seiten nach der Mitte hin, sodaß die Luft beim Kreisen der Flügelwellen gegen die Ausströmungsöffnung, welche in der Mitte des Gehäuses angeordnet ist, zusammengedrängt wird. Beide Flügelkörper sind als Vierzahn-Schraubenräder zu betrachten. Die Gebläse werden für eine Leistung von 1—65 cbm Luft und für 300—400 Umdrehungen in der Minute gebaut.

Das Gebläse von Carl Enke in Schkeuditz bei Leipzig, wie es in Fig. 1022 dargestellt ist, unterscheidet sich von den Rootgebläsen dadurch wesentlich, daß die Flügel nicht nur an ihren Berührungsstellen auf einer schmalen Linie abdichten, sondern daß sie breite Dichtungsflächen haben, die an die Cylinderwandungen sich anschließen. Die Root'schen Gebläse beruhen auf dem Grundsatz der Abwickelung zweier Körper von besonderer Form, die sich in entgegengesetzter Richtung drehen. Da die Bearbeitung der Oberfläche solcher Körper sehr schwierig ist, so pflegt man die Oberfläche aus einer weichen Masse herzustellen, die sich in die gewünschte Form drücken läßt. Solche Dichtungsmasse ist indessen nicht geeignet, längere Zeit Stand zu halten. Enke wendet deshalb bei seinen Gebläsen, wie bei seiner Pumpe, welche wir auf Seite 831 besprochen haben, anstatt zweier Körper,

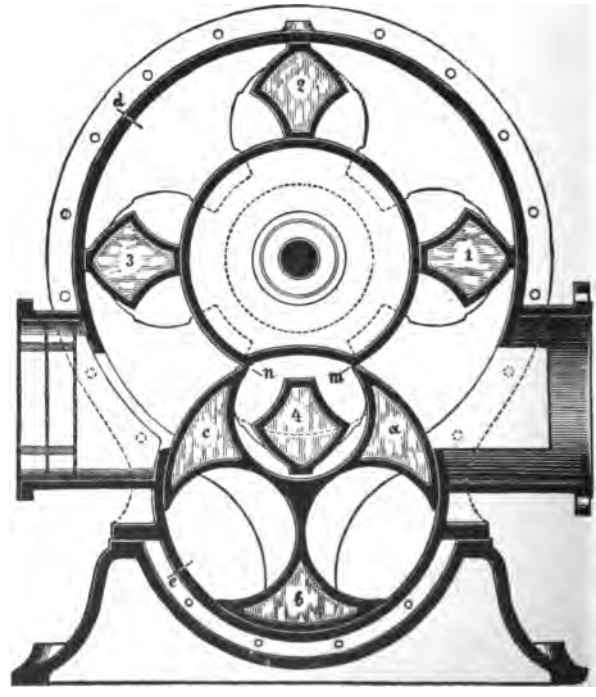


Fig. 1022.

die sich auf einander abwickeln, nur einen Arbeitskörper an, der bei seiner Drehung an den Cylinderwandungen sich anschließt. An Stelle des zweiten Arbeitskörpers wird ein Steuercylinder benutzt, um die Abdichtung zwischen Saug- und Druckleitung zu sichern. An einer Scheibe, welche auf der Flügelradwelle befestigt ist, sind die vier Flügel 1, 2, 3, 4 frei in das Gehäuse des Gebläses hineinragend angebracht. Die Flügel dichten mit ihrem äußeren Umfange gegen den Umfang des Gehäuses d ab, mit ihrem inneren Umfange gegen einen Abdichtungscylinder, welcher der Länge nach die Mitte des Gehäuses einnimmt und an dem Seitendeckel des Gehäuses befestigt ist. Der Steuercylinder ist mit den drei Gegenflügeln a b c versehen und auf einer zweiten Flügelwelle, die unterhalb der ersteren gelagert ist, befestigt. Seine Flügel dichten gegen den unteren Theil des Gehäuses e mit ihrem Umfang ab und gegen den Abdichtungscylinder auf der Strecke m n, welche Dichtungsfläche 100—250 mm breit ist. Es brauchen die Arbeitsflügel 1—4, welche in die Kammern des Steuercylinders eintreten, gegen diese selbst nicht abzudichten, die Flügel der beiden kreisenden Flügelpaare berühren sich vielmehr gar nicht, sondern laufen mit Zwischenräumen von 10—20 mm durch einander. Die Luft, welche durch die Drehung der Flügel in eine der Kammern hineingezogen wird, wird auf der entgegengesetzten Seite in die Druckleitung entlassen.

Alle Dichtungsflächen zwischen der Saug- und Druckseite des Gebläses sind cylindrische Flächen, welche auf der Bohr- und Drehbank in einfacher Weise bearbeitet werden können, ohne daß es einer anderen künstlichen Dichtung bedarf. Nur die oberen Flügel haben Arbeit zu leisten, die unteren sind Steuerflügel und erfordern deshalb zu ihrer Drehung nur eine unbedeutende Kraft. Die Gebläse werden von der Fabrik als einfachdichtende und als dreifachdichtende ausgeführt, je nach der Windpressung, die erforderlich ist. Bei der ersteren Art legt sich immer nur ein Flügel, bei der letzteren immer drei Flügel abdichtend an die Cylinderwandungen. Für hohe Windpressung ist die dreifache Abdichtung nöthig, um die mit großer Geschwindigkeit unter dem ersteren Flügel zurückweichende Luft von den nächsten Flügeln auffangen und wieder mitnehmen zu können. Die nachfolgende Tabelle giebt die Abmessungen der Gebläse, wie sie die vorgenannte Fabrik baut:

A. Einfachdichtende Gebläse für Windpressungen bis zu 0,75 m Wassersäule.

Nr. des Gebläses	Leistung in cbm in der Minute	Umdrehungen in der Minute	Anzahl Schmiedefeuer von 28-30 mm Düsen-Durchm.	Anzahl Schmiedefeuer von 24-25 mm Düsen-Durchm.	Schmilzt Eisen in der Stunde in Ctr.	Riemscheibe Durchmesser	Riemscheibe Breite	Durchm. der Anschlußstutzen	Kraftverbrauch	Gewicht in kg
1	8	400	4	6	—	240	80	90	Ist abhängig von der Windpressung, mit welcher das Gebläse arbeiten soll	285
2	12	380	6	9	—	240	80	100		325
3	22	360	11	18	20—25	280	100	150		570
4	34	340	18	26	35—45	325	120	200		860
5	48	320	25	38	50—60	370	140	240		1190
6	66	300	35	50	70—85	430	160	300		1790
7	94	280	48	70	100—120	500	180	350		2400
8	130	260	65	100	150—180	575	200	400		3200
9	160	240	77	120	190 - 220	950	300	450		5500

B. Dreifachdichtende Gebläse für Windpressungen bis zu 3 m Wassersäule.

Nr. des Gebläses	Leistung in cbm		Umdrehungen in der Minute	Riemscheibe		Durchmesser der Anschlußstutzen	Kraftverbrauch	Gewicht in kg
	für die Umdrehung	in der Minute		Durchmesser	Breite			
1	0,012	4,00	330	200	60	90	Ist abhängig von der Windmenge und der verlangten Pressung	275
2	0,020	6,00	300	240	80	100		300
3	0,032	9,00	280	280	100	120		400
4	0,047	12,00	260	325	120	150		560
5	0,065	15,00	240	370	140	180		800
6	0,100	21,00	210	430	160	220		1500
7	0,160	28,50	180	500	180	260		1700
8	0,250	40,00	160	575	200	300		2400

Jäger's Hochdruckgebläse, wie es vom Pumpen- und Gebläsewerk C. H. Jäger & Co. in Leipzig-Plagwitz ausgeführt wird, giebt Fig. 1023 wieder. Bei der dargestellten Anordnung ist die Flügelwelle im unteren Theile des Gehäuses gelagert und trägt drei Flügel k. Die Steuerwelle im oberen Theile des Gehäuses ist mit drei Steuerflügeln w versehen. Wie bei dem vorgenannten

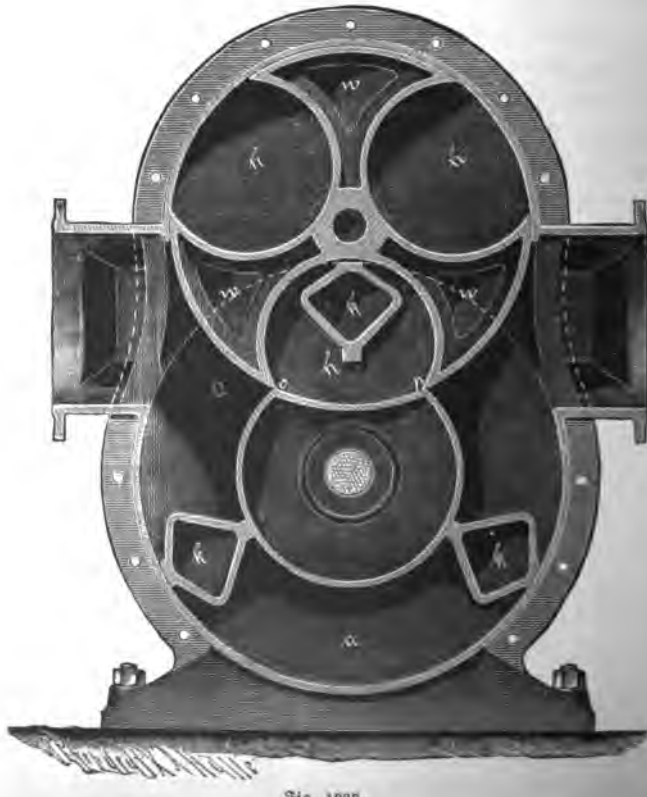


Fig. 1023.

Gebläſe drehen ſich die Arbeitsflügel um einen Dichtungscylinder herum. Steuer- und Arbeitswelle drehen ſich mit gleicher Geſchwindigkeit, wobei die Flügel k durch die Kammern h hindurch treten. Der Unterſchied des Jägergebläſes gegenüber dem Enkegebläſe beruht zunächſt darauf, daß die Scheibe, an welcher die Flügel befeſtigt ſind, eine volle Scheibe iſt, die gegen die Gehäuſewand abdichtet. Dagegen dichten die Kammern h des Steuercylinders gegen die Einbuchtung des Abdichtungscylinders auf der Strecke o p nicht vollſtändig ab. Es ſoll dadurch ein Druckausgleich an dieſer Stelle erreicht werden, wenn durch Schwankungen der Windpreſſung Stöße in dem Gebläſe auftreten. Die Trägheit der fortbewegten Luftmaſſe ſoll an den Berührungsſtellen zwiſchen den Steuerflügeln w und dem Abdichtungscylinder das Zurücktreten des Windes von der Druckſeite nach der Saugſeite hindern und die direkte Flächenabdichtung erübrigen.

Fig. 1024 zeigt das Jägergebläſe dieſer Art im fertigen Zuſtande. Es wird mittelſt einer Riemenſcheibe nur die Arbeitswelle angetrieben; die Steuerwelle wird

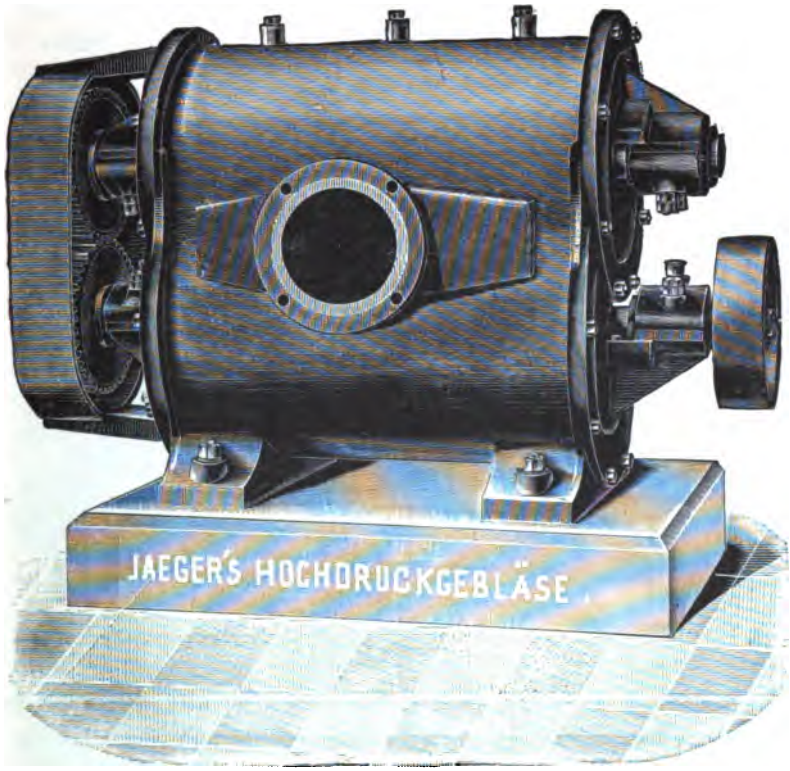


Fig. 1024.

von einem Zahnradvorgelege mitgenommen. Die Gebläſe werden von der Fabrik in Größen und für Leiſtungen entſprechend nachſtehender Tabelle gebaut:

Nr.	Effektive Leistung in der Minute bei 1000 mm Wassersäule in cbm	Umdrehungen in der Minute	Durchm. der Ein- und Ausströmungsöffnung in mm	Riemenscheiben Durchmesser in mm	Riemenscheiben Breite in mm	Für Schmiedefeuer Anzahl der Düsen b. 30 mm Weite	Für Schmiedefeuer Kraftbedarf in Pferdestärken	Für Cupolöfen Durchmesser des Ofens in mm	Für Cupolöfen schmelzt Eisen in der Stunde kg	Kraftverbrauch für je 100 mm Wassersäulendruck	Gewicht des Gebläses kg
1	3	400	80	175	50	2	0,2	—	—	0,12	140
2	7	400	90	200	60	3	0,5	—	—	0,25	220
3	10	400	100	250	70	5	0,7	450–500	700	0,35	320
4	14	400	150	280	75	7	1	500–600	1000	0,45	450
5	25	380	200	330	100	13	1,5	600–650	1750	0,8	730
6	40	360	225	400	125	20	2,5	650–750	3000	1,3	1000
7	55	340	250	450	150	30	3,5	750–900	4000	1,7	1300
8	80	320	300	500	175	40	5	900–1100	5500	2,5	1870
9	114	300	350	650	180	60	7	1100–1200	8000	3,5	2600
10	140	280	400	750	200	70	9	1200–1450	10000	4,2	2900
11	200	260	450	1000	200	100	12	—	15000	6	5500

Fig. 1025 stellt ein Jägergebläse dar, welches von einem Electromotor angetrieben wird. Der Motor treibt mittelst Zahnräder die untere Flügelwelle an.

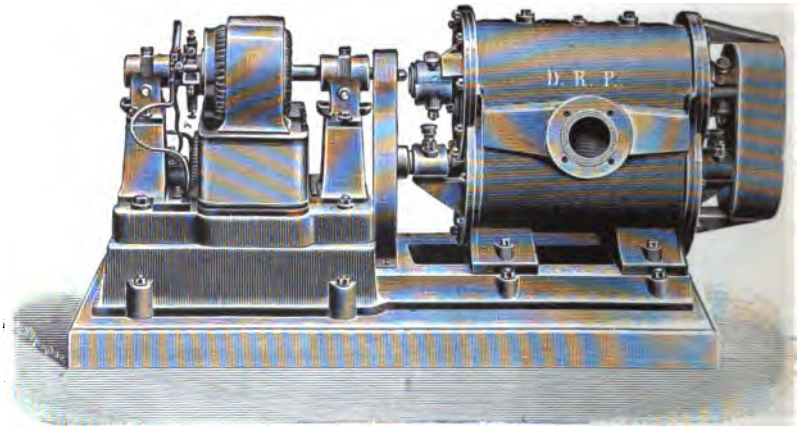


Fig. 1025.

Das Krigar-Schraubengebläse, wie es von Krigar & Ihßen in Hannover dargestellt wird, giebt Fig. 1026 im Längsschnitt und Fig. 1027 im Querschnitt wieder. Die Flügelwellen sind wie die der vorgenannten Gebläse gebaut; nur laufen die Flügel nicht parallel zur Achse, sie sind vielmehr schraubenförmig gestaltet. Die Luft wird zwar quer durch das Gehäuse, zugleich aber auch in der Richtung der Achse nach der Austrittsöffnung hingedrückt. An ihrem kreisförmigen Umfang werden die Kolbenflügel wie bei den anderen Gebläsen zum Zwecke der Dichtung abgedreht.

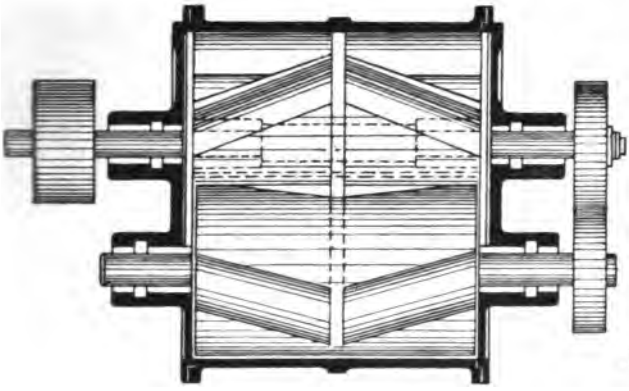


Fig. 1026.

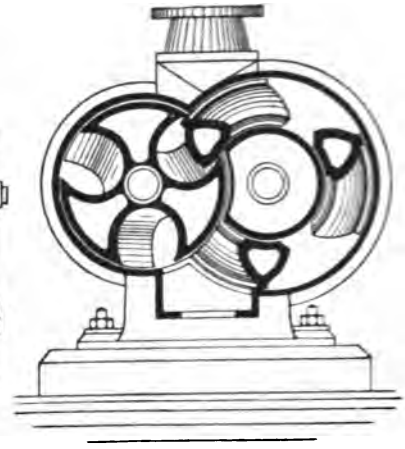


Fig. 1027.

Die Krigargebläse liefern eine verhältnißmäßig hohe gespannte Luft. Als Vorzüge werden von den Erbauern hohe Windpressungen bei geringer Umdrehungszahl der Welle und in Folge dessen geringer Kraftbedarf, sowie ruhiger und geräuschloser Gang bei hoher Nutzleistung angegeben. Die nachstehende Tabelle giebt die Größenverhältnisse und die Leistungen der Pumpe, wie sie die Fabrik baut, an:

Für Windpressungen bis 1 Meter Wassersäule.

Nr. des Gebläses	cbm in der Minute	Touren in der Minute	Für Cupolofen: stündliche Schmelzung kg	Für Cupolofen: lichter Durchmesser mm	Schmiedefeuer Anzahl bei 25 mm Durchmesser	Schmiedefeuer Anzahl bei 30 mm Durchmesser	Kraftbedarf bei 100 mm Wasserdruck	Maaße der Riemenscheiben	Windleitungs-Durchmesser	Gewicht kg
1	4	400	Kraftbedarf richtet sich		3	2	0,2	175×100	75	320
2	9	400	nach der Windpressung		7	5	0,3	250×100	100	400
3	16	375	500	500	12	8	0,5	280×120	150	580
4	22	375	1000	500-600	18	12	0,75	290×150	175	830
5	30	375	1500	600-650	24	16	1,0	350×150	200	975
6	40	350	2000-2500	650-700	30	21	1,5	400×160	225	1100
7	52	320	3000-3500	700-750	40	28	2,0	500×180	250	1550
8	75	280	3500-5000	800-900	55	40	2,6	600×200	275	2100
9	95	275	5000-6000	900-1000	70	50	3,0	800×200	325	2850
10	115	260	6500-7500	1200	80	60	3,5	900×220	350	3000
11	135	240	8000-9000	1400	105	70	4,1	1000×250	375	3800
12	180	220	9000-12000	1600	140	95	6,0	1000×300	425	5000
13	230	200	13000	2000	- -		7,0	1000×300	450	--

Für Windpressungen bis 3 Meter Wassersäule.

Nr. des Gebläses	cbm in der Minute	Touren in der Minute	Kraftverbrauch	Windleitungs-Durchmesser	Maaße der Riemenscheiben
1	2	375		50	200×80
2	4	330		100	250×100
3	8	300	Richtet sich	125	280×110
4	12	250	nach Höhe der	150	325×120
5	15	240	verlangten	175	360×140
6	20	220	Windpressung	200	450×150
7	25	200		225	550×180
8	30	175		250	600×200

Die Schleudergebläse oder Ventilatoren (vom lateinischen ventilator = Entlüfter). Diese Gebläse ruhen auf demselben Grundsatz, wie die Centrifugalpumpen, weshalb sie auch als Centrifugalgebläse bezeichnet werden. Eine mit verhältnißmäßig schwachen Flügeln besetzte Welle wird in rasche Umdrehung versetzt. Dadurch wird die zwischen den Flügeln befindliche Luft, welche in der Nähe der Achse zugeführt wird, gegen den Umfang des Gehäuses geschleudert und der Luftstrom am Gehäuseumfang abgeleitet. Das Gehäuse umschließt entweder das Flügelrad vollständig und ist nur an einer Stelle mit einer Austrittsöffnung für die Luft versehen, oder es bildet einen allmählich sich erweiternden ringförmigen Raum, den sogenannten Vertheiler, durch welchen die Luftgeschwindigkeit vermindert wird. Darnach unterscheidet man:

Ventilatoren ohne Vertheiler,

Ventilatoren mit Vertheiler.

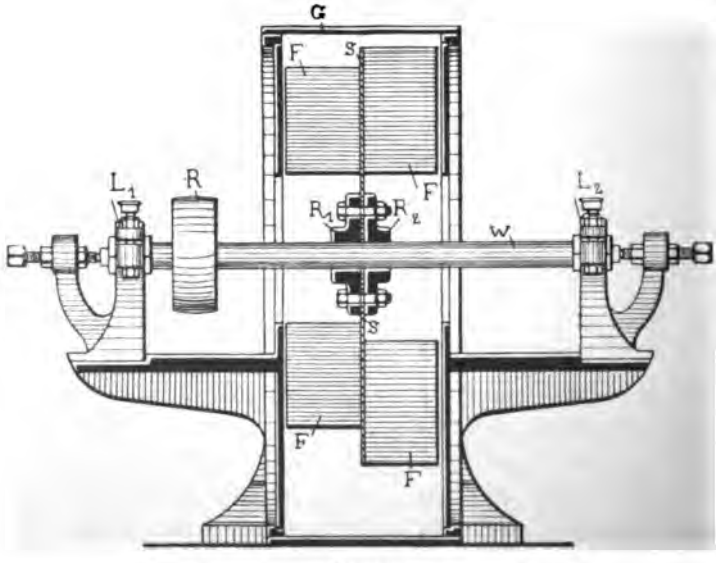


Fig. 1028.

Ventilatoren ohne Vertheiler und mit geraden Flügeln.*) Diese einfachste der Ventilatoren zeigt Fig. 1028 im Längsschnitt, Fig. 1029 im Querschnitt und Fig. 1030 in Ansicht. Zu beiden Seiten des Ventilatorgehäuses G sind

*) von Ihering, „Die Gebläse".

die Lager L_1 und L_2 für die Flügelwelle W angebracht. Der Windflügelapparat besteht aus den beiden Rosetten R_1 und R_2, welche die Blechscheibe S mit der

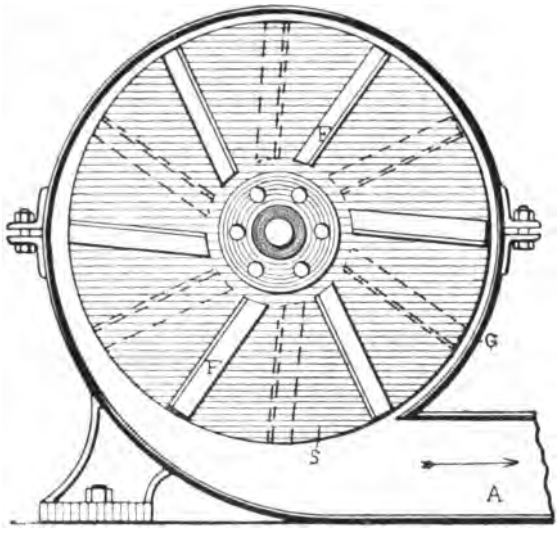


Fig. 1029.

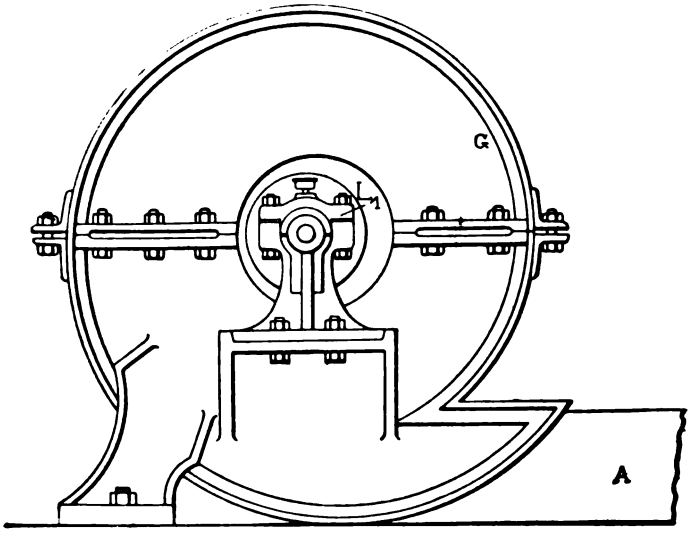


Fig. 1030.

Flügelwelle verbinden. Die Scheibe S ist beiderseits mit je sechs Flügeln F besetzt. In der Nähe der Welle ist das Gehäuse G offen, sodaß die Luft ungehindert von beiden Seiten hinzutreten kann. Wird die Welle mittelst der Riemenscheibe R in Umdrehung

versetzt, dann strömt die Luft von beiden Seiten nach der Mitte der Scheibe S hin in das Ventilatorgehäuse G ein, wird durch die Schleuderkraft der Flügel F gegen den Umfang des Gehäuses getrieben und aus dem Ausflußrohr A hinausgedrängt.

Wegen seiner einfachen und billigen Herstellung findet dieser Ventilator eine große Anwendung, namentlich als Gebläse für Schmiedefeuer und für die Schmelzöfen der Gießereien. Zur Lüftung von Gebäuden eignet sich der Ventilator weniger, weil in Folge der geraden Flügel die Luft mit Stößen eintritt, wodurch ein starkes Geräusch des Ventilators verursacht wird.

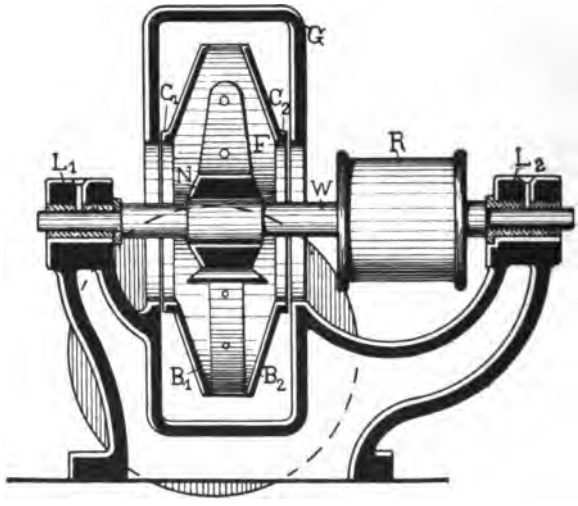


Fig. 1031.

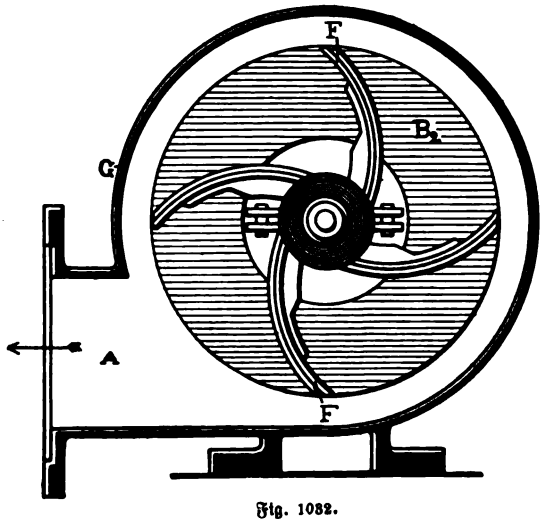


Fig. 1032.

Ventilatoren ohne Vertheiler und mit gekrümmten Flügeln. Ein Flügelventilator dieser Art ist der Ventilator von Lloyd*), den Fig. 1031 im Längsschnitt und Fig. 1032 im Querschnitt zeigt. Die Ventilatorwelle W ist auch hier in zwei Lagern L_1 und L_2 außerhalb des Gehäuses G und zu beiden Seiten desselben gelagert. Sie wird von der Riemenscheibe R angetrieben. An einer Rosette N, welche auf der Welle W befestigt ist, sind die Blechflügel F angemacht, die aus trapezförmigen, nach rückwärts gekrümmten Blechtafeln bestehen. Die Schaufeln sind aber nicht offen, sondern nach beiden Seiten hin von den Blechmänteln B_1 und B_2 abgeschlossen. Der ganze Schaufelapparat ist beiderseits gegen die Seitenwände des Gehäuses hin von je einem Dichtungsring C_1 und C_2 abgedichtet,

*) von Ihering, „Die Gebläse“.

sodaß die in das Gehäuse einströmende Luft in die Schaufeln eintreten muß. Durch die Umdrehung der Ventilatorwelle wird die Luft aus dem Schaufelapparat herausgeschleudert und verläßt das Gehäuse G durch die Austrittsöffnung A. Wie alle Flügelventilatoren erfordert auch dieser eine große Umdrehungszahl. Es machen z. B. die Ventilatoren von 0,3 bis 1,5 m Durchmesser, welche für Schmiedefeuer benutzt werden, 1000 bis 3000 Umdrehungen in der Minute.

Der Guibalventilator, welchen im Schnitt Fig. 1033 darstellt*), hat schwach gekrümmte Schaufeln S, die sich beiderseits an das Ventilatorgehäuse B anschließen.

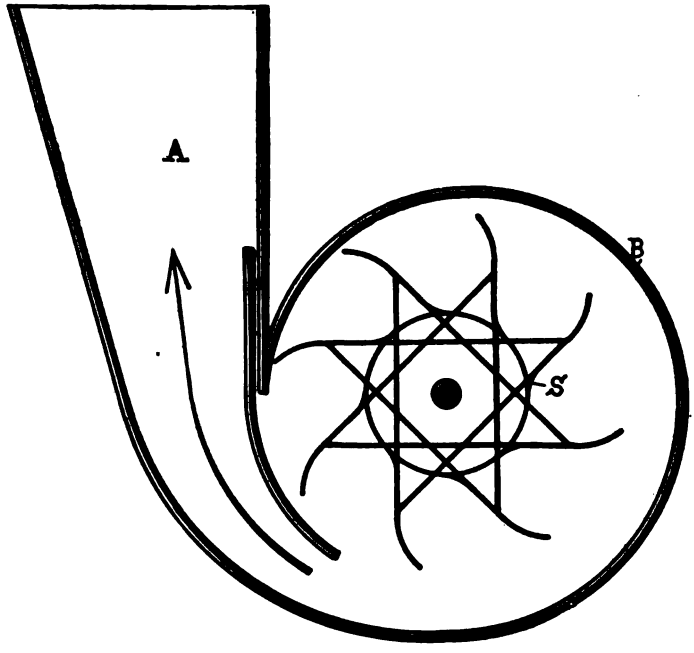


Fig. 1033.

Im Uebrigen erweitert sich das Gehäuse am Umfang gegen die Austrittsöffnung A hin allmählich. Die Luft tritt in der Nähe der Welle durch Aussparungen im Ventilatorgehäuse ein und wird, sobald ein Schaufelraum an der Austrittsöffnung vorübergeht, je nach der Größe desselben mehr oder weniger stoßweise austreten. Zur Regelung der Größe der Austrittsöffnung dient der Schieber vor der Austrittsöffnung.

Dieser Ventilator wird zur Lüftung in Bergwerken, besonders in Belgien, Frankreich und England benutzt, in Deutschland ist er durch andere Ventilatoren verdrängt worden.

---

*) von Ihering, „Die Gebläse".

Ventilatoren mit Vertheiler und geraden Flügeln. Der Hauptwerth des Vertheilers besteht darin, daß durch die Querschnittserweiterung des Gehäuses die lebendige Kraft des Luftstromes unter Verringerung seiner Geschwindigkeit in Druckwirkung umgesetzt wird. Die neueren Ventilatoren sind deshalb alle mit einem Vertheiler versehen. Er wird gewöhnlich dadurch gebildet, daß der Schaufelapparat von einem ringförmigen Gehäuse umgeben wird, welches nach der Austrittsöffnung hin allmählich sich erweitert.

Der Ventilator von G. Schiele & Co. in Bockenheim bei Frankfurt a. M., wie ihn Fig. 1034 im Längsschnitt, Fig. 1035 im Querschnitt wiedergiebt und die Darstellung Fig. 1036 zeigt, ist ein Ventilator dieser Art. Die trapezförmigen

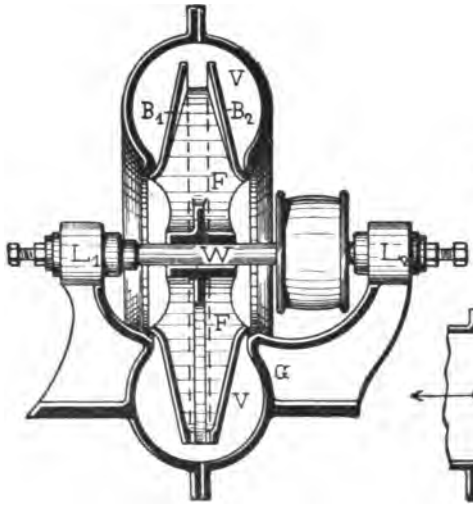


Fig. 1034.

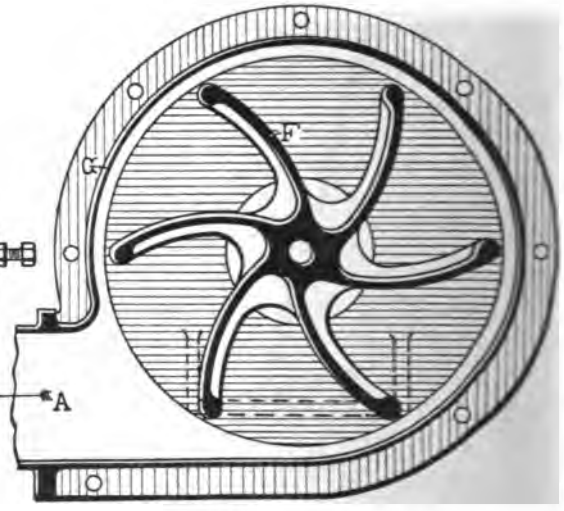


Fig. 1035.

Schaufeln F sind gerade oder etwas nach rückwärts gekrümmt. Nach der Seite hin sind sie durch die Blechmäntel B_1 und B_2 abgedeckt, welche mit ihrem unteren Rand gegen die Eintrittsöffnung für die Luft an das Gehäuse anschließen. Nach dem Umfang des Gehäuses hin ist der Schaufelapparat offen. Hier erweitert sich das Gehäuse zu einem ringförmigen Raum, dem Vertheiler V, dessen Querschnitt nach der Austrittsöffnung A hin zunimmt. Die Ventilatorwelle W ist in zwei Lagern L_1 und L_2 gelagert, die an das Ventilatorgehäuse G angegossen sind. Das Gehäuse ist in der Mittelebene des Rades getheilt.

Der in Fig. 1036 dargestellte Ventilator hat ein gußeisernes Gehäuse, welches sowohl in der Mittelebene des Rades, als auch in der dazu senkrechten Ebene getheilt ist. Diese Ventilatoren werden von der Fabrik in Größen und für Leistungen entsprechend nachstehender Tabelle gebaut:

Nummer	Durchmesser des Flügels in mm	Zum Schmieden bei 120—160 mm Druck Wassersäule: bläst Feuer à 30 mm Düse	Touren in der Minute	Pferdestärke	Zum Schmelzen von Eisen in Kupolöfen bei ca. 280—320 mm Druck Wassersäule: Kilo in der Stunde	Touren in der Minute	Pferdestärke	Ofen-Durchmesser in mm	Riemenscheiben-Dimensionen in mm: Durchmesser	Breite	Ausblasöffnung in mm	Gewicht ca. kg
40	300	1—2 2—3	3000 3500	0,25 0,25	—	—	—	—	70	50	90	60
41	350	3—4 4—6	3000 3350	0,4 0,75	500—600 600—750	4250 4750	1,5 1,8	—	80	60	105	75
42	400	6—8 8—10	2850 3050	0,9 1,35	750—1000 1000—1250	3750 4000	2,2 2,9	400	100	70	120	115
43	475	10—12 12—15	2150 2350	1,7 2,2	1250—1500 1500—2000	3000 3250	3,8 4,5	400—500	120	80	150	170
44	600	15—18 18—20	1650 1800	2,6 3,2	2000—2500 2500—3000	2300 2500	5,5 6,5	500—600	150	90	200	320
44a	675	20—25	1600	3,5	3000—3250	2250	7	600—650	150	100	225	400
45	750	25—30 30—35	1300 1450	3,75 4,25	3250—3500 3500—4000	1850 2000	7,5 8,5	650—750	200	100	250	500
45a	850	35—40 40—45	1150 1300	4,6 5,25	4000—4500 4500—5000	1625 1775	9 10	750—850	225	125	290	625
46	950	45—50 50—55	1000 1100	5,75 6,5	5000—6000 6000—6750	1400 1550	11 12	850—1000	250	150	320	800
46a	1075	55—65 65—80	900 975	7 7,75	6750—7250 7250—8000	1250 1375	12,5 13,5	1000—1100	275	160	370	1100
47	1200	80—90 90—100	775 850	8,25 9	8000—8750 9000—10000	1100 1200	14,5 15,5	1100—1200	300	180	400	1600
47a	1350	100—110 110—120	700 775	9,5 10,5	10000—11250 11250—12250	975 1015	16,5 17,5	1200—1300	325	200	460	1850
48	1500	120—135 135—150	625 675	11 12	12250—15000 15000—17500	875 950	18,5 20	1300—1500	350	200	500	2200

Die Ventilatoren dieser Art erzeugen einen verhältnißmäßig größeren Druck als Ventilatoren mit Blechgehäuse, sie fördern jedoch eine etwas geringere Luft-

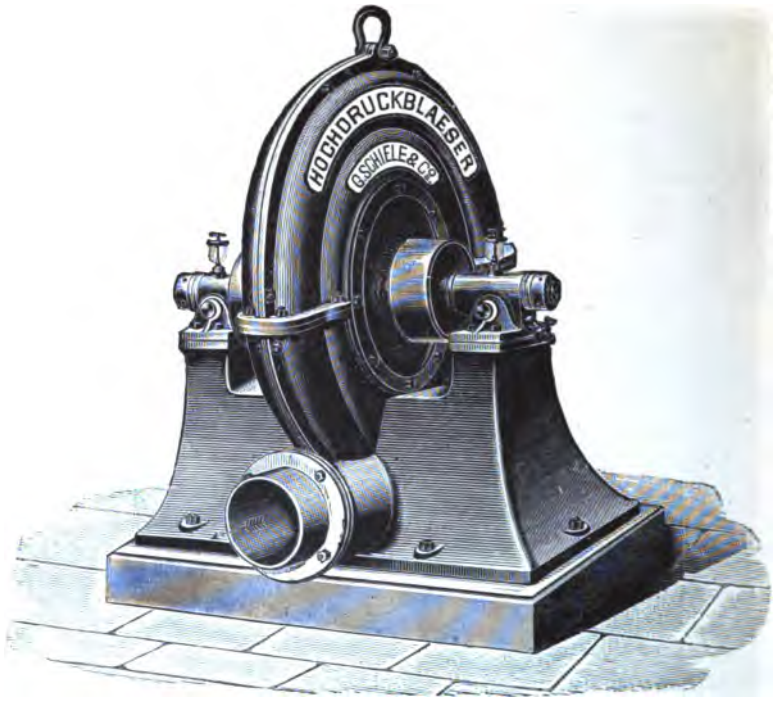


Fig. 1036.

menge. Die Construction der Flügel richtet sich nach dem Verwendungszweck der Ventilatoren.

Der Ventilator von Kley ist durch Fig. 1037 im Längsschnitt und durch Fig. 1038 im Querschnitt wiedergegeben.*) Er kann als ein verbesserter Guibalventilator betrachtet werden. Die Flügel F schließen an das Ventilatorgehäuse G dicht an. Sie sind trapezförmig gestaltet, und auch das Ventilatorgehäuse hat eine dementsprechende Form. Der wesentliche Vorzug des Kley'schen Ventilators gegenüber den bekannten Ventilatoren besteht darin, daß die Einströmkanäle E_1, welche zu beiden Seiten an der Mitte des Ventilatorgehäuses anschließen, schraubenförmig sind. Die einströmende Luft, welche die schraubenförmigen Einläufe durchströmt, gelangt in der Richtung in das Ventilatorgehäuse, in welcher auch der Flügelapparat sich dreht. Der Eintritt der Luft ist deshalb ein fast stoßfreier. Weil aber die einströmende Luft in der Richtung und mit der Geschwindigkeit einströmt, welche die inneren Schaufelenden haben, wird ihre Einströmgeschwindigkeit auch nutzbar gemacht, an Betriebskraft gespart und das

*) von Ihering, „Die Gebläse".

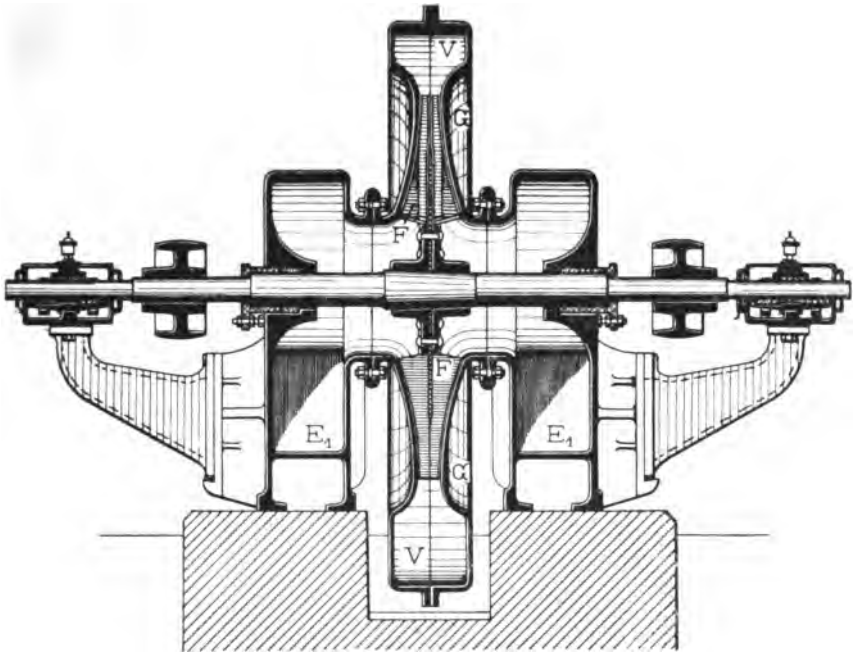


Fig. 1087.

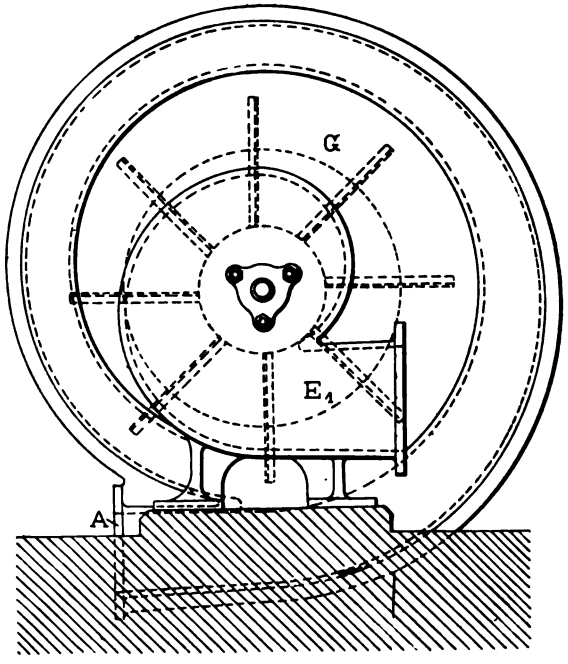


Fig. 1088.

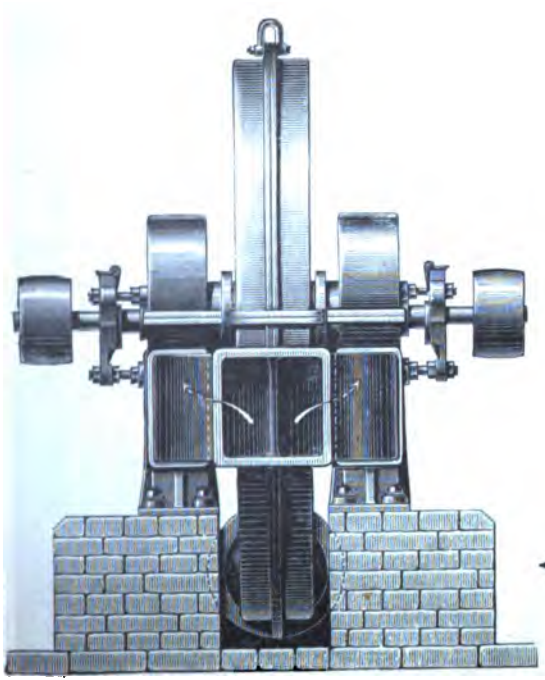


Fig. 1039.

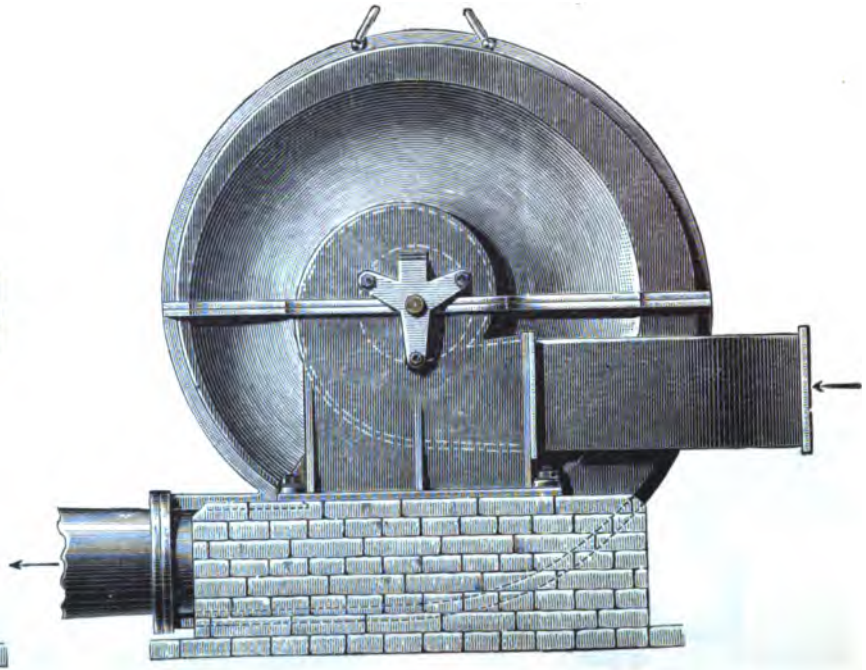


Fig. 1040.

ſtarke Geräuſch vermieden. Der Vertheiler V, welcher den Flügelapparat umgiebt, erweitert ſich nach der Austrittsöffnung A hin allmählich. Der Querſchnitt des Ventilators iſt ſo gewählt, daß nirgends plötzliche Richtungs- und Geſchwindigkeitsänderungen eintreten. Alle Querſchnitte ſind vollſtändig mit vorwärts bewegter Luft erfüllt, ſodaß Wirbel- und Rückſtrömungen vermieden werden.

Eine Ausführungsform des Kley'ſchen Ventilators, wie er von der Maſchinenfabrik C. Mehler in Aachen geliefert wird, zeigt Fig. 1039 und 1040 in zwei Anſichten. Auf die

Construction des Flügelrades und der Lagerung desselben ist besondere Sorgfalt verwendet. Das Flügelrad besteht nur aus Stahl und Schmiedeeisen und wird ganz exakt in das innen abgedrehte Gehäuse eingepaßt. Die Achse ist aus Gußstahl und läuft in zwei langen Büchsen aus Manganbronce, welche in ihrer Längenrichtung verstellbar und gegen Erwärmung bei sehr hohen Umdrehungsgeschwindigkeiten mit Wasserkühlung versehen sind. Zur leichten Revision des Ventilators und eventuellen Auswechslung des Flügelrades oder der Achse ist die obere Hälfte des Gehäuses abhebbar gemacht. Die Ventilatoren werden von der Fabrik in Größen und für Leistungen entsprechend nachfolgender Tabelle gebaut:

Nr.	Windmenge und Umdrehungszahl in der Minute bei einer Pressung im Ventilator von mm Wassersäule					Durchmesser	
	20 mm	30 mm	40 mm	60 mm	80 mm	des Flügelrades mm	der Saugleitung mm
1	9 cbm 450 Umdr.	11 cbm 551 Umdr.	13 cbm 636 Umdr.	15 cbm 780 Umdr.	18 cbm 900 Umdr.	750	244
2	16 cbm 337 „	20 cbm 413 „	23 cbm 477 „	28 cbm 585 „	33 cbm 675 „	1000	325
3	27 cbm 270 „	33 cbm 330 „	38 cbm 382 „	46 cbm 468 „	53 cbm 540 „	1250	400
4	59 cbm 216 „	73 cbm 265 „	84 cbm 306 „	103 cbm 373 „	119 cbm 432 „	1560	700
5	152 cbm 152 „	186 cbm 186 „	215 cbm 215 „	263 cbm 263 „	304 cbm 304 „	2220	993

Nr.	Windmengen und Umdrehungszahlen in der Minute bei einer Pressung in mm Wassersäule von					Durchmesser	
	200 mm	300 mm	400 mm	500 mm	600 mm	des Flügelrades mm	der Windleitung mm
1	20 cbm 1289 Umdr.	25 cbm 1569 Umdr.	30 cbm 1810 Umdr.	35 cbm 2026 Umdr.	40 cbm 2216 Umdr.	750	225
2	35 cbm 960 „	40 cbm 1117 „	50 cbm 1358 „	55 cbm 1520 „	60 cbm 1662 „	1000	300
3	50 cbm 768 „	60 cbm 942 „	75 cbm 1086 „	85 cbm 1216 „	90 cbm 1330 „	1250	375
4	80 cbm 615 „	100 cbm 755 „	120 cbm 870 „	135 cbm 974 „	150 cbm 1065 „	1560	468
5	160 cbm 431 „	190 cbm 530 „	270 cbm 610 „	270 cbm 685 „	300 cbm 748 „	2220	666

Ventilatoren mit Vertheiler und gekrümmten Flügeln. Der Ventilator von F. A. Geißler in Düsseldorf, welcher zu dieser Gruppe von Ventilatoren

gehört, ist in Fig. 1041 im Querschnitt und in Fig. 1042 in Ansicht wiedergegeben. Das Flügelrad besteht aus einer Scheibe S, die am Ende der Welle W befestigt ist. Es ist an seinem Umfang mit einer großen Anzahl schwachgekrümmter

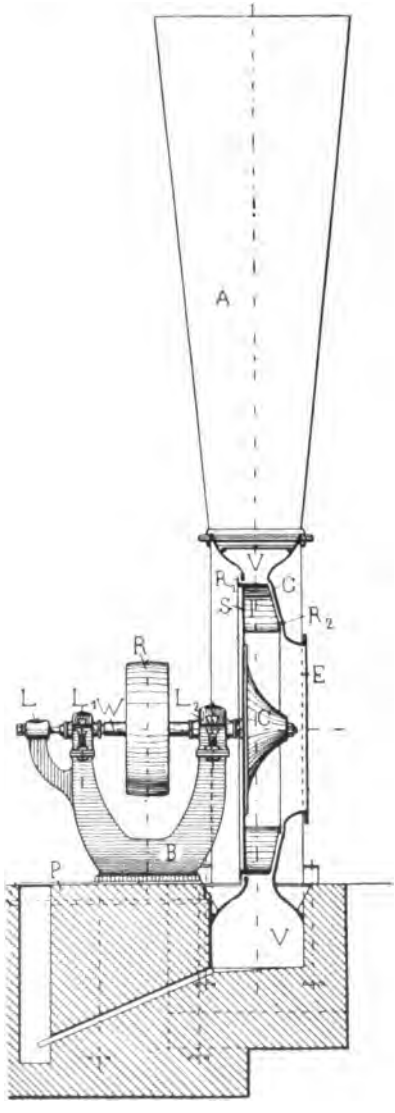


Fig. 1041.

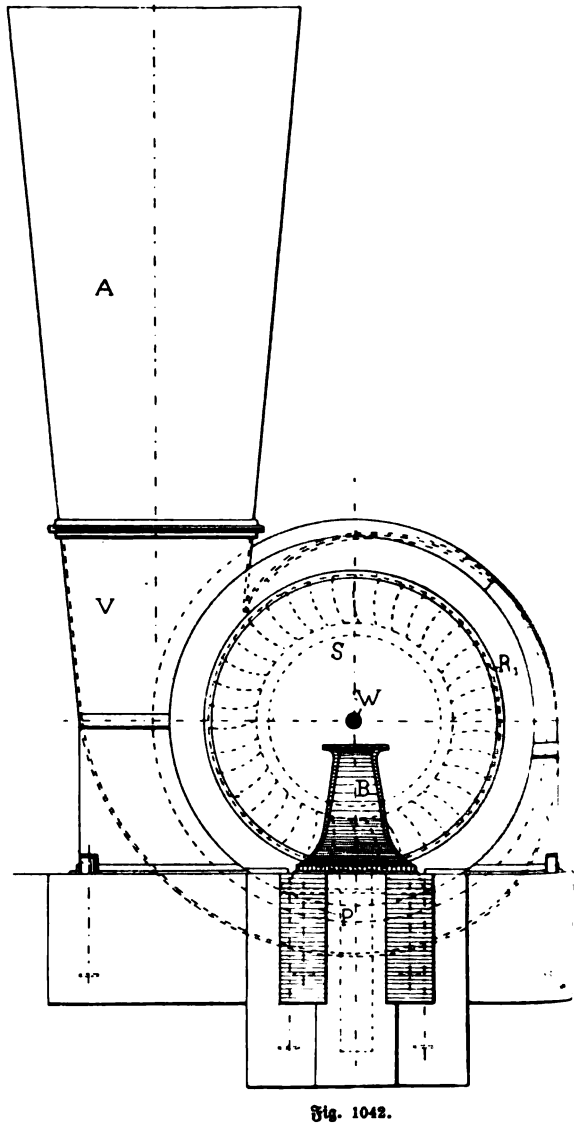


Fig. 1042.

Schaufeln besetzt. Die Krümmung der Schaufeln geht nach dem Umfange hin in die radiale Richtung über. Durch die Eintrittsöffnung E wird die Luft auf einer Seite dem Gehäuse zugeführt; der Luftstrom streicht über eine kegelförmig nach vorn zulaufende Leitscheibe C hinweg und wird allmählich von der wagerechten in die radiale Richtung übergeführt, sodaß die Luft ohne Stoß in die Flügel eintreten kann. Aus dem Flügelrad tritt die Luft in einen dasselbe ring-

förmig umschließenden Kanal V, dem Vertheiler, ein, der sich nach der Austrittsöffnung A hin allmählich erweitert. Da durch die Anordnung der Luftzuströmung zum Schaufelraum jeder Schaufelzelle eine gleich große Menge Luft zugeführt wird, so wird auch an jeder Stelle des Ringkanals dieselbe Luftmenge eingeführt, und es herrscht überall die gleiche Windgeschwindigkeit. Die aus dem Ringkanal V austretende Luft hat eine große Geschwindigkeit. Sie wird durch einen sich allmählich erweiternden Schacht, in welchem der Druck der Luft bis auf den Atmosphärendruck herunterfinkt, in's Freie übergeführt. Die Schaufelzellen sind einerseits von der Scheibe S abgeschlossen, anderseits schließen sie an das Gehäuse G an. Ein Ring R_1 an der Scheibe S sowohl, als ein Ring R_2 auf der gegenüberliegenden Schaufelseite dichtet gegen die Wandung des Gehäuses G gut ab.

Die Flügelradwelle W läuft in den Lagern L_1 und L_2, sie wird von der Riemenscheibe R angetrieben. Ein Stirnlager L am Ende der Welle nimmt den achsialen Druck des Flügelrades auf und gestattet die genaue Einstellung des Rades innerhalb des Gehäuses, wodurch eine fast vollkommene Abdichtung erreicht wird. Der Bock B, der die Antriebsvorrichtung und das Flügelrad trägt, ist in gehobelten Nuthen des Fundamentrahmens P geführt. Es kann auf diese Weise durch Verschieben des Bockes das Flügelrad mit der ganzen Antriebsvorrichtung von dem Gehäuse G seitwärts abgezogen werden, wenn eine Reinigung der Flügel oder eine Reparatur sich nöthig macht.

Fig. 1043 stellt einen Ventilator dieser Art mit Seilscheibenantrieb dar, und zwar ohne Gehäuse. Der Bock trägt eine Plattform, um die Bedienung bei Schmierung und Reinigung zu erleichtern.

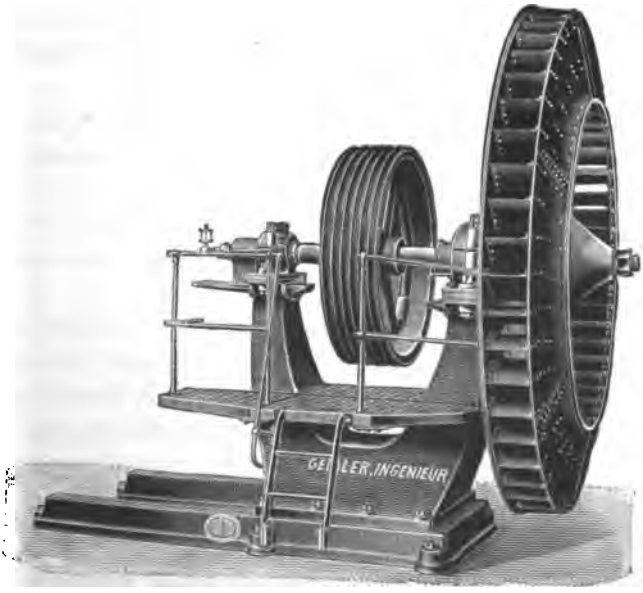


Fig. 1043.

Fig. 1044 stellt einen vom Motor direkt angetriebenen Grubenventilator dar. Die Ventilatorwelle ist zugleich die Kurbelwelle einer schräg angeordneten Dampfmaschine. Sie muß ein Schnellläufer sein, wenn sie den Ventilator direkt antreiben soll. Als wesentliche Vortheile eines derartigen direkt betriebenen Ventilators werden von der Fabrik die folgenden genannt:

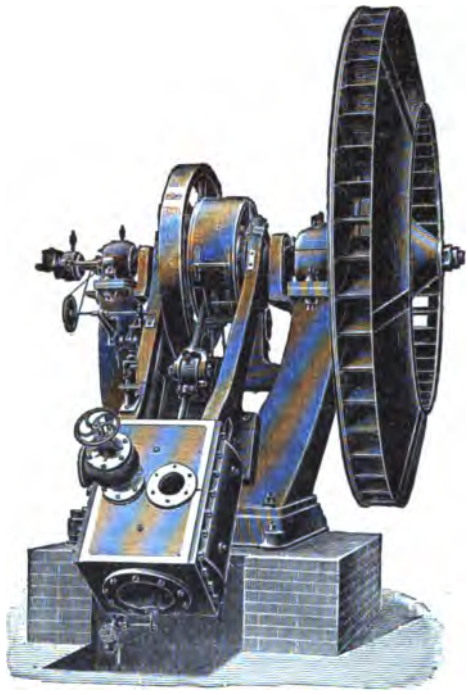


Fig. 1044.

1. geringere Anschaffungskosten gegenüber einer Einrichtung mit indirektem Antrieb, ohne hierbei deren Güte durch unangebrachte Ersparnisse zu beeinträchtigen;

2. Fortfall des schweren Seilschwungrades nebst Achse und Lagern, der Antriebseilrolle nebst den Seilen bezw. des Riemens und deren Unterhaltung;

3. Ersparung an Maschinenkraft und also an Dampfverbrauch durch Fortfall der Reibungsarbeit der schwer belasteten Schwungradachse und der Schieber, sowie des Biegungswiderstandes der Seile;

4. Verkleinerung des erforderlichen Raumes auf mindestens die Hälfte und Fortfall eines besonderen Maschinenfundamentes, welch' ersteres, besonders bei unterirdischer Aufstellung, die Baukosten ganz bedeutend ermäßigt;

5. Verbilligung der Transportkosten wegen geringeren Gewichtes, der Aufstellungs- und Betriebskosten, indem die Aufstellung der Maschine durch Anschrauben an den Ventilator beendet ist, in den Betriebskosten aber der Seilverschleiß und ein großer Theil des Schmiermaterials fortfällt;

6. Ersparnisse an Ersatztheilen und Reparaturen, durch die Einfachheit, Solidität und geringe Anzahl der Maschinentheile.

Der Ventilator von Rateau*), welcher in Fig. 1045 und 1046 in zwei Schnitten wiedergegeben ist, kann als ein Geißler'scher Ventilator betrachtet werden. Abweichend von letzterem sind die Schaufeln F doppelt gekrümmt und nach einer Schraubenfläche gebogen. Sie sind zwischen zwei kegelförmigen Scheiben S_1 und S_2 so befestigt, daß sie allmählich von der wagerechten in die senkrechte Richtung übergehen. Vor der Eintrittsöffnung in den Ventilator ist [illegible] außen trompetenförmig erweitertes Mundstück E angebracht. Das [illegible]

*) von Ihering, „Die Gebläse".

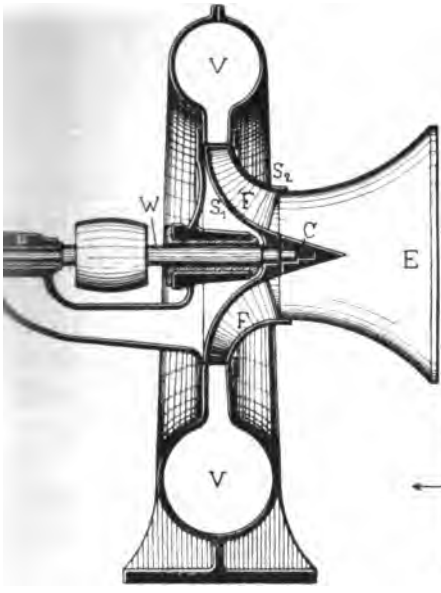


Fig. 1045.

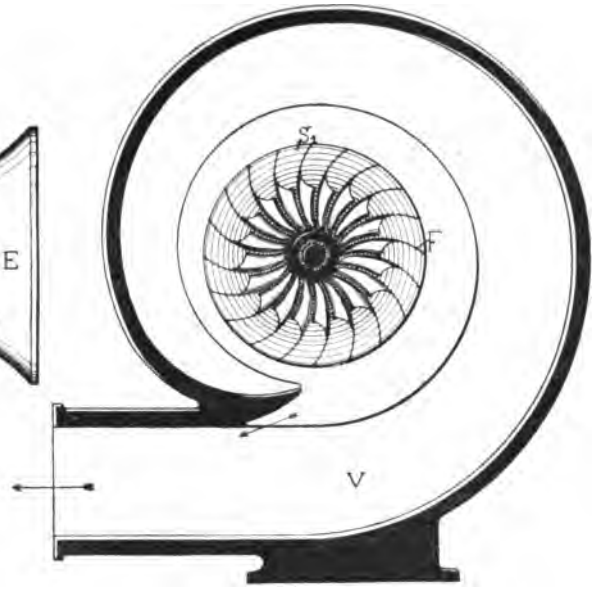


Fig. 1046.

Antriebswelle W trägt innerhalb des Mundstückes einen Konus C, damit die einströmende Luft ohne Stoß in den Schaufelapparat übergeführt wird. Der Vertheiler V schließt sich zunächst als Ringkanal mit parallelen Seiten an die Schaufeln an und erweitert sich dann in einen Kanal von kreisförmigem Querschnitt.

Die Schraubengebläse.

Wie bei den Kapselgebläsen, so werden auch bei den Ventilatoren schraubenförmig gestaltete Flügel benutzt, welche die Luft achsial durch den Ventilator fortdrücken. Derartige Ventilatoren sind meist nur zur Lüftung geschlossener Räume in Gebrauch. Sie sind nicht geeignet, die Luft besonders stark zusammenzudrücken, dagegen können sie große Luftmengen fördern. Auch erfordern sie nur eine verhältnißmäßig geringe Betriebskraft.

Ein Schraubenventilator, wie er von G. Schiele & Co. in Bockenheim bei Frankfurt a. M. gebaut wird, ist in Fig. 1047 dargestellt. In einem ringförmigen Gehäuse ist

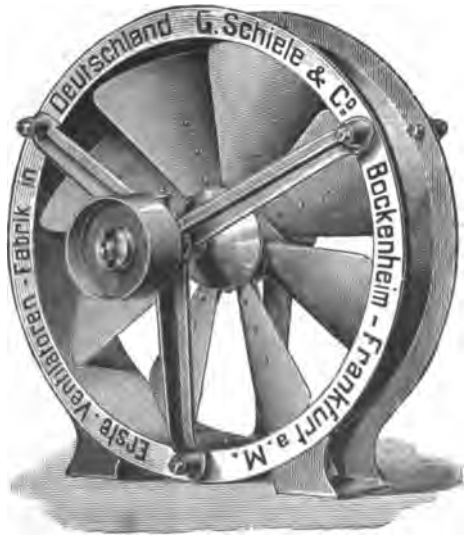


Fig. 1047.

der Schaufelapparat untergebracht. Er besteht aus einer Anzahl Blechscheiben, die an einer Nabe auf der Ventilatorwelle befestigt sind. Die einzelnen Flügel sind schraubenförmig gestaltet. Der Antrieb erfolgt vermittelst einer Riemenscheibe, welche außerhalb des Gehäuses auf der Flügelwelle befestigt ist, oder auch direkt durch einen Electromotor.

Derartige Schraubenventilatoren bewegen die Luft nur mit einer geringen Geschwindigkeit fort. Sie erfordern deshalb weite Durchtrittsöffnungen für die Luft. Die nebenstehende Tabelle giebt die Hauptabmessungen und die Leistung der Schraubenventilatoren an, wie sie die Fabrik liefert.

Die in der Tabelle angegebenen Zahlen für die Leistungen der Ventilatoren sind nur für die angegebenen Umlaufszahlen gültig und bei vollständig freiem Zu- und Abfluß der Luft. Jeder Widerstand, den die Luft findet, wirkt auf den Gang des Ventilators zurück. Seine Leistung ändert sich mit seiner Umlaufszahl.

Ebensogut wie zum Einblasen von Luft kann der Ventilator auch zum Absaugen verdorbener Luft benutzt werden. Ein grundsätzlicher Unterschied besteht zwischen dem drückenden und saugenden Ventilator nicht.

Das Schraubenradgebläse von Brodnitz & Seydel in Berlin ist in Fig. 1048 dargestellt. Die Flügel sind nicht nach einer reinen Schraubenfläche

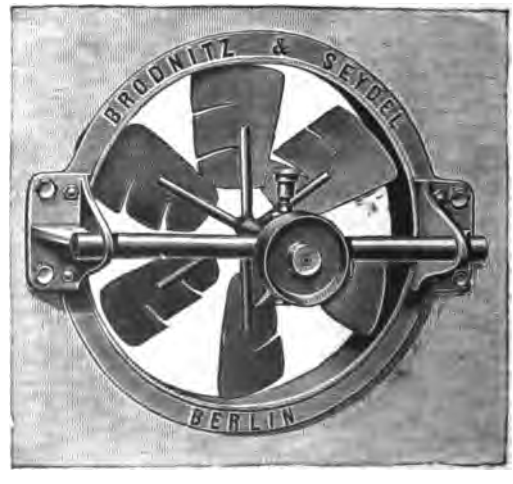


Fig. 1048.

geformt, sondern durch Einschnitte in mehrere Flächen zerlegt, von denen jede unter einem anderen Neigungswinkel abgebogen ist. Die dem Luftstrom entgegenstehende Kante jedes Flügels ist jedoch ungebrochen und deshalb auch nicht eingeschnitten.

Nummer des Schraubenventilators	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	8a	9	9a	10	10a	11
Flügeldurchmesser in mm	200	250	300	400	500	650	800	1000	1200	1500	1750	2000	2350	2500	2750	3000
Umdrehungen in der Minute	1750 bis 2500	1400 bis 2300	1150 bis 2000	870 bis 1500	700 bis 1200	520 bis 900	460 bis 800	350 bis 600	290 bis 500	280 bis 400	200 bis 350	175 bis 300	150 bis 260	135 bis 230	125 bis 215	115 bis 200
Druck in mm Wassersäule	2 bis 4	2 bis 5	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6	2 bis 6
Luftmenge in cbm in der Minute	10 bis 15	15 bis 25	23 bis 40	35 bis 65	60 bis 105	110 bis 190	160 bis 280	260 bis 450	375 bis 650	570 bis 1000	800 bis 1400	1000 bis 1800	1300 bis 2325	1600 bis 2850	1900 bis 3400	2300 bis 4150
Kraftbedarf annähernd in Pferdestärken	0,02 bis 0,05	0,03 bis 0,11	0,06 bis 0,2	0,1 bis 0,3	0,2 bis 0,5	0,3 bis 0,9	0,5 bis 1,5	0,7 bis 2,2	0,9 bis 3	1,2 bis 4	1,6 bis 5,5	2 bis 7	3 bis 9,5	3,5 bis 11,5	4,2 bis 13,5	5 bis 16,5
Riemenscheiben Durchmesser in mm	40	60	80	100	125	150	200	250	300	400	500	550	650	700	800	850
Breite in mm	50	50	60	60	60	80	100	125	125	150	150	150	150	160	180	200
Gewicht annähernd in kg	12	20	27	40	75	135	200	300	425	720	1000	1125	1350	1800	2000	2500

Die nachstehende Tabelle giebt die Größenverhältnisse und die Leistung der Schraubenradgebläse an, wie sie die Fabrik baut:

Nummer des Gebläses	Durchmesser des Schraubenrades mm	Riemenscheibe Durchmesser mm	Riemenscheibe Breite mm	Mittlere Zahl der Umdrehungen in der Minute	Mittlere Leistung cbm in der Minute	Leistung für eine Umdrehung cbm	Betriebsarbeit in Pferdestärken bei Riemenantrieb	Betriebsarbeit in Pferdestärken bei direktem Antrieb
1	250	40	25	2000	25	0,013	0,10	0,08
2	300	60	30	1700	35	0,02	0,15	0,10
3	400	80	40	1250	65	0,052	0,22	0,17
4	500	100	50	1000	100	0,1	0,33	0,25
5	650	130	50	770	165	0,214	0,55	0,4
6	800	150	65	625	250	0,4	0,83	0,63
7	1000	200	65	500	400	0,8	1,33	1
8	1250	250	80	400	625	1,56	2,08	1,6
9	1500	350	100	333	900	2,7	3	2,25
10	1750	400	100	285	1200	4,21	4	3
11	2000	500	125	250	1600	6,4	5	4
12	2250	600	125	220	2000	9,09	6,5	5,25
13	2500	700	150	200	2500	12,5	8	6,5
14	2750	800	150	180	3000	16,66	9,5	8
15	3000	850	200	170	3600	18	11	9,5

Ein Schraubenradgebläse derselben Fabrik mit direktem Electromotorantrieb ist in Fig. 1049 dargestellt. Das Ventilatorgehäuse ist in der Wand befestigt, während der Electromotor auf zwei Wandconsolen vor demselben angebracht ist.

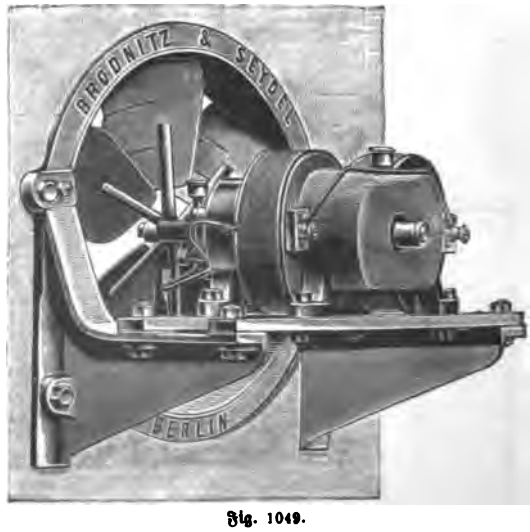


Fig. 1049.

Die Strahlgebläse.

Bei dieser Gebläseart wird die Geschwindigkeit eines aus einem konischen Mundstück ausströmenden Dampfstrahles oder eines Luft-, Wasser- oder eines anderen Flüssigkeitsstrahles dazu benutzt, um die umgebende Luft mit fortzureißen und eine Saugwirkung auf sie auszuüben. Derartige Strahlgebläse haben wir als Injectoren und Dampfstrahlpumpen auf Seite 849 ff. dieses Werkes bereits kennen gelernt, nur dienten sie dazu, Wasser anzusaugen, während die Strahlgebläse zur Förderung von Luft bestimmt sind. Die Strahlgebläse können

saugend wirken, wenn das Druckrohr direkt in der freien Luft mündet oder blasend, wenn das Druckrohr in einen geschlossenen Raum mündet. Seine Anwendung zur Erhöhung der Zuggeschwindigkeit eines Schornsteines haben wir auf Seite 340 besprochen.

Fig. 1050 zeigt ein Strahlgebläse*) von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover für eine saugende, Fig. 1051 für eine drückende Wirkung. An dem

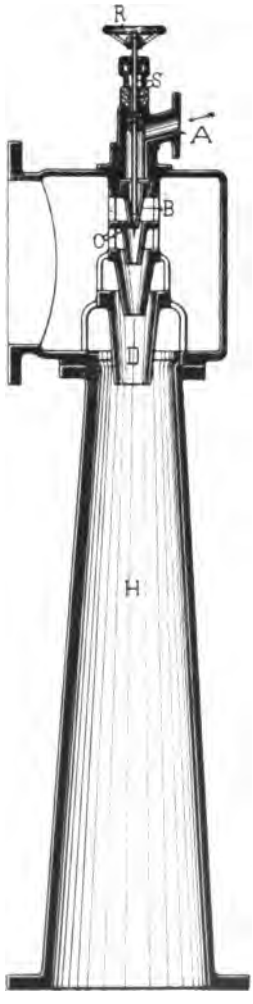


Fig. 1050.

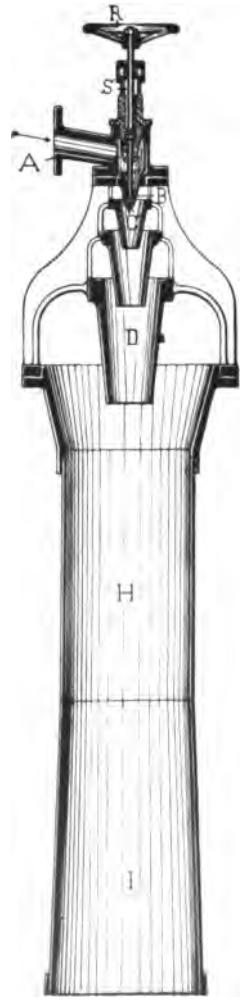


Fig. 1051.

Rohrstutzen A wird die Leitung der Druckflüssigkeit angeschlossen. Sie strömt durch die Düse B, deren Oeffnung durch einen Ventilkegel C abgeschlossen werden

*) von Ihering, „Die Gebläse".

kann, der das Ende einer Spindel S bildet, die durch das Handrad R verstellbar ist. An die Düse B sind mehrere Zwischendüsen angeschlossen. Diese sollen die Saugwirkung verstärken und Wirbelbildungen der Luft vermeiden. Die letzte Düse D mündet in der Esse oder Fangdüse H, die entweder aus einem konischen Rohr besteht, wie bei dem Strahlgebläse Fig. 1050, oder aus einem geraden Rohr mit einem konischen Ansatz, wie bei dem Strahlgebläse Fig. 1051. Die nachstehende Tabelle giebt die Größenverhältnisse und Leistung des Schornsteinventilators dieser Art an, wie er von der Fabrik gebaut wird:

Nummer des Schornstein-Ventilators	Genügt zum Verbrennen von stündlich		Heizfläche der Kessel		Lichte Weite des Dampfrohres
	Steinkohlen kg	Braunkohlen kg	bei Steinkohlen-Feuerung qm	bei Braunkohlen-Feuerung qm	mm
1	20	35	6,3	5,2	20
2	50	80	15,5	13	20
3	90	150	30	25	25
4	175	290	55	47,50	30
5	355	590	115	95	40
6	570	940	185	150	45
7	760	1250	250	200	50
8	950	1560	315	250	60
9	1400	2350	460	380	70
10	1930	3200	625	520	80

Die Verwendung des Gebläses in Bergwerken lassen die Darstellungen Fig. 1052 bis 1054 erkennen. Das Strahlgebläse wird dabei mit Druckluft betrieben und zur Lüftung benutzt, indem es entsprechend Fig. 1052 in die Luft-

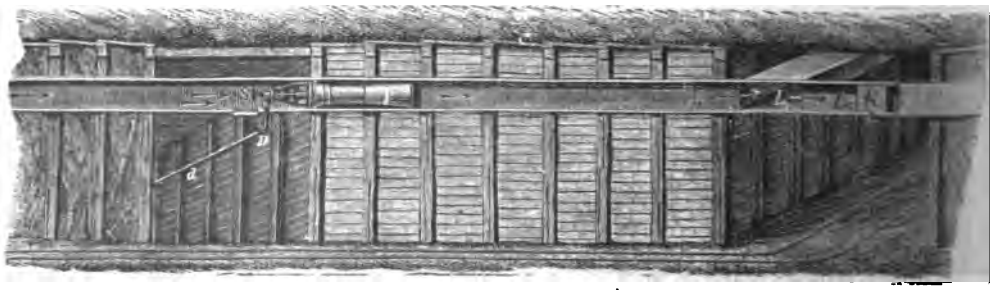


Fig. 1052.

abführkanäle eingebaut wird. Es wird auch zur Lüftung der Arbeitsstätte entsprechend der Anordnung der Fig. 1053 verwendet, wobei die schlechte Luft durch

ein Rohr abgesaugt wird. Umgekehrt kann auch der Arbeitsstelle durch das Strahlgebläse frische Luft zugeführt werden, entsprechend der Anordnung der

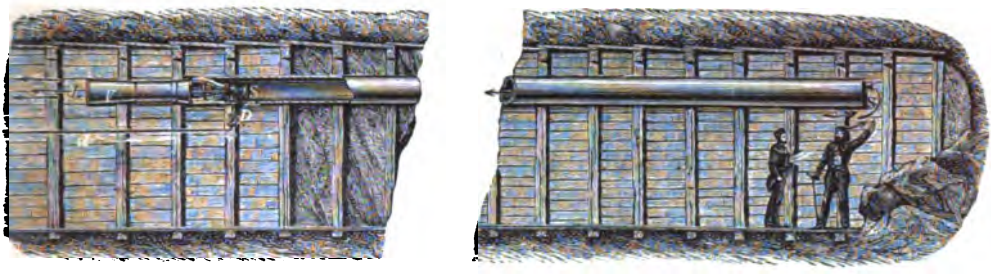


Fig. 1053.

Fig. 1054.

Fig. 1054. Die Leitung der Strahlgebläse, welche für diese Zwecke Anwendung finden, sind in der nachstehenden Tabelle aufgeführt:

Nummer des Apparates	Weite der Lutten	Leistung in Cubikmetern in der Minute*) bei		Weite des Rohres für Preßluft	Gewicht des Apparates
		kurzen Luttenleitungen	Luttenleitung von 100 m Länge		
	mm	cbm	cbm	mm	kg
1	150	20 – 25	15	20	22
2	210	40 – 50	30	25	35
3	300	80 – 100	60	35	75
4	400	150 – 180	110	45	135

*) Die Leistung ist bei 3 Atmosphären Ueberdruck der Preßluft und ganz geöffneter Eintrittsdüse angegeben. Bei geringer vorhandenem Druck ist natürlich die Wirkung kleiner.

Der erforderliche Betriebsdruck beträgt:

Für Dampfbetrieb	5—6	Atmosphären.
Für Druckwasserbetrieb . .	2—5	„
Für Druckluftbetrieb . . .	3—4	„

Als Vorzüge der Strahlgebläse gegenüber anderen Gebläsearten werden die folgenden geltend gemacht:

1. Fortfall einer Betriebsmaschine und Transmission.
2. Leichte Aufstellung, bequeme Inbetriebsetzung und Wartung.
3. Geringer Raumbedarf.
4. Fortfall von Reparaturen und hierdurch verursachte Betriebsstörungen.
5. Geringe Anschaffungs- und Aufstellungskosten.
6. Geringere Betriebskosten, als bei Ventilatoren mit direktem oder indirektem Maschinenbetrieb.
7. Leichte Regulierung der geförderten Luftmenge.
8. Leichte Auswechselung gegen neue Apparate von gleicher oder größerer Leistungsfähigkeit.
9. Leichter Anschluß an vorhandene Dampfdruckwasser- oder Druckluftleitungen.

Alphabetisches Register.

	Seite
Abblase-Vorrichtung	435
Abfallrohr für Condensation	603
Abflußkanal oder Unterwassergraben 106.	113
Abkühlungsverlust 574.	632
Ablaß-Vorrichtung	435
Ableitung des Hülsenhubes eines Regulators	49
Ableitung der Tourenzahl eines Regulators	49
Abschlußdecke des Wehres	109
Abschlußorgane für das Wasser und den Dampf	433
Absetzende Bewegung	6
Absorptionsgebläse	859
Achsenregler	66
Achsenregulatoren	66
Achsenregulator von Pröll	527
Achsial-Dampfturbinen	585
„ -Girardturbine	227
„ -Turbinen	167
Admission	473
Alarmpfeifen	443
Allgemeines über Turbinen	166
Allweiler's Flügelpumpen	824
Amboß des Expansionsreglers	76
Amerikanisches Probirventil	436
Amphlett'scher Wasserstandsanzeiger	443
Anforderung an die Kesselbleche	421
Ankerhebel für Regulatoren	69
Ankerwinde	94
Ankerzapfenverbindung	156
Anlassen des Gasmotors	681
Anlaßwinde für Gasmotoren	681
Anlaßvorrichtung für Motorbetrieb	683
Anstellvorrichtungen für Maschinen	11
Anthracit	294
Antriebswelle der Regulatoren	71
Anwendungsgebiet des Peltonrades	212
Aquapult-Dampfpumpe	848
Arbeit des Menschen am Haspel	90
Arbeit des Menschen am Hebel	88
„ „ „ „ „ nach Grashof	90
„ „ „ „ Seil	87
„ „ „ an der aufrechtstehenden Welle	94
„ „ „ an der stehenden Welle	94
„ „ „ an der Kurbel	91
„ „ „ „ „ Zugstange	92
Arbeitsfähigkeit	85
Arbeitsmittel	281
Arbeitsrolle	715
Arbeitsüberschuß eines Schwungrades	18
Arbeitsvermögen des Regulators	36
„ der Sonne	79
„ des Wassers	82
„ „ Windes	83
„ oder Energie	81
Arbeitszeit eines Lebewesens	84
Arme des Regulators	70
Armstern des Schwungrades	8
Arten der Benzinmotoren	686
„ „ Dampfabschlußorgane, Einfluß derselben auf den Regulator	74
Arten von Dampfmaschinen	515
„ „ Kolbenpumpen mit hin- und hergehendem Kolben	777
„ der Wassersäulenmaschinen	242
Aschenraum	297
Astatische Regulatoren	31
Aufschlagwasser	104
Aufspeicherung der Sonnenkraft	80
Aufstellung von Windmotoren	80
Aufwärtsgehen auf geneigter Bahn	87
Ausbalancierter Regulator	52
Ausflußgeschwindigkeit der Turbinen	123
Auslaßtopf für Gasmotoren	679
Auslösehebel für Schieber	494
Auslösevorrichtung für Regulatoren	52

	Seite
Auspuffmaschinen	456
Auspufftopf für Gasmotoren	680
Ausrückerdraht	272
Außenschlächtige Turbinen	167
Aeußeres Arbeitsvermögen	81
„ freies Arbeitsvermögen	81
„ gebundenes Arbeitsvermögen	82
Aeußere lineare Voreilung	472
„ Steuerung	236
„ Steuerungstheile	465
„ Ueberdeckung	473
Ausstoßdampf	582
Ausströmungsperiode	472
„ der Gasmaschine	649
Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes aus Laval'schen Düsen	585
Babcock-Kessel	372
Backen- oder Klotzbremsen	765
Bajonettmaschinen	459
Bajonettrahmen	518
Balancier-Dampfpumpen	809
Balancier-Gebläsemaschinen	862
Balancier-Maschinen	457. 502
Balkenwehre	112
Bandbremsen	765
Banki-Motor	700
Batteriekessel	349
Bauhöhe des Regulators	47
Bau des Wehres	109
Beharrungsvermögen des Regulators	36
Beispiel des Arbeitsvermögens eines Regulators	48
Belastungsfedern für Regulatoren	54
Belastungsgewichte für Regulatoren	54
Belebte Motoren	81. 84
Belville-Kessel	371
Benier's Motor	644
Benzingase	633
Benzinmotor-Anlage	686
„ -Arten	686
Benzinmotoren	633
Benzinmotor mit elektrischem Zündapparat	688
„ nach Banki-Csonka	702
Benzinverdampfung	687
Berechnung der Armstärke der Wasserräder	150
„ „ Blechstärke für Flammrohre	424
„ „ Dampfeinlaßkanäle	478
„ „ Dampfkessel	416
„ „ Dampfmaschinen	624
„ „ Dampfmenge	632
„ „ Dampfturbinen	592
„ „ Dreicylinder-Dampfmaschinen	630
„ des Füllungsgrades	486
„ der indicirten Leistung	629
„ „ Kraft am Hebel	90
„ „ Luftpumpen	613
„ des mittelschlächtigen Wasserrades	161
„ „ oberschlächtigen Wasserrades	159
„ „ Pelltonrades	231
„ der Regulatoren	70

	Seite
Berechnung des rückenschlächtigen Wasserrades	161
„ „ Schornsteins	338
„ der Schwungräder	17
„ „ Sperrräder	764
„ „ täglichen Leistung eines Menschen an der Kurbel	92
„ des Trenk'schen Regulators	57
„ der Turbinen . . . 213.	225
„ „ Turbinenwelle	229
„ des unterschlächtigen Wasserrades	161
„ „ Verhältnisses des Volumens des Hochdruckcylinders zum Volumen d. Niederdruckcylinders	631
„ der Wassergeschwindigkeiten in Kanälen	113
„ „ Wassermenge eines Ueberfallwehres	111
„ „ Wassermengen eines Wehres	109
„ „ Wasserräder	137
„ „ Wassersäulenmaschine	256
„ „ Wellenstärke	157
„ „ Windmotoren	276
„ „ Windentrommel	736
„ „ zusetzlichen Reibung	630
„ „ Zweicylinder-Dampfmaschinen	630
„ einer Bockwinde	737
Berieselungs-Condensator	607
Beschleunigungs-Regulatoren . 24. 28.	666
Besondere Arten von Dampfmaschinen	572
„ Theile der Hebezeuge	763
Bewegliche Wehre	112
Black'scher Sicherheitsapparat	445
Blasebalg	860
Blasrohr	415
Blattfedern für Steuerungen	509
Blechdicke der Kessel	423
Bockmühlen	264
Bockwinden	735
Bockwinde mit Transmissionsbetrieb	743
Boden des Radkranzes	144
Böhme's Ueberhitzer	575
Bördelblech	420
Bouilleur-Kessel	353
Braunkohle	294
„ als Brennstoff	80
Bremsen für Krahne	764
Bremskupplung	739
Brennmaterial-Ersparniß bei Condensationsanwendung	600
Brennstoffe	293
Brennstoffverbrauch der Benzinmotore	689
„ verschiedener Heißluftmaschinen	646
Brust des Wehres	103
Bügelgöpel	98
Bühne der Laufkrahne	759
Bühnenträger	759
Burkhardt-Weiß Schiebercompressor	876
Buschbaum's Heißluftmaschine	641
Buß'scher Regulator	41

Seite

Calorie 297
Calorische Maschinen 633
Capitain's Petroleummotor 696
Cariosteuerung 322
Centralcondensation 612
Centralcondensationsanlage 612
Centrifugalgebläse 894
Centrifugalkraft der Schwungmassen eines Regulators 50
Centrifugalpendel-Regulatoren . . 7. 24. 28
Centrifugalpumpen 835
Centrifugalpumpe mit wagerecht gelagerter Welle 836
Centrifugalpumpe mit zweiseitigem Wassereinlauf 837
Centrifugal-Regulatoren mit Federbelastung 54
Centrifugalzerstäuber von Körting . . 331
Chamottesteine 349
Collmann-Steuerung 504
„ für hohe Geschwindigkeiten . . . 508
Compoundmaschinen 527
Compressoren 714. 859
Compressoren, bei denen die Ein- und Auslaßorgane gesteuert werden . . 883
Compressoren, bei denen nur die Einlaßorgane gesteuert werden 883
Compressoren mit gesteuerten Ventilen . 883
Compressionsperiode 472
„ der Gasmaschine . 649
Condensation 599
Condensationseinrichtung für Lokomobilen 571
Condensationsprodukte 601
Condensationswasser 518
Condensator 288. 600
Consolwinden 739
Construction der Dampfkessel 416
„ „ Dampfmaschinen . . 624
„ „ Regulatoren 70
„ „ Schwungräder . . . 17
„ „ Turbinen 213
„ „ Wassersäulenmaschine . 256
Corcoran's Windrad 270
Corliß-Balanciermaschine 564
„ -Rahmen 459
„ -Rundschiebersteuerung 492
„ -Steuerung 502
Cornwall-Kessel 353
Coulisseneinlauf 131
Coulissenschütze 119. 121
Cylinder einer liegenden Kolbengebläsemaschine 866
Cylinder einer stehenden Gebläsemaschine 864
Cylindergebläse 862
„ mit Schwungrädern . . 863
Cylinder-Göpel 96
„ -Kessel 347
„ -Kopf des Gasmotors . . . 653
„ -Maschinen 455
„ -Schieber 75

Dampfabscheider 383
Dampfabschlußorgane 433
Dampfausströmkanal 480

Seite

Dampfaustrittsgeschwindigkeit aus den Laval'schen Düsen 585
Dampfblaserohr 414
Dampfdichtung der Corliß-Steuerung . 515
Dampfdom 292. 347
Dampfdruckgefälle 519
Dampfdruckpumpen 773. 839
Dampfeinströmkanal 486
Dampfentwässerung 384
Dampfhaspel 566. 745
Dampfhemd 523
Dampfkessel 288
Dampfkesselböden 428
Dampfkesselverluste 632
Dampfmantel 523
Dampfmaschinen 288. 455
Dampfmaschinenarten 515
Dampfmaschinen mit Ventilsteuerung und Condensation 522
Dampfpumpen 778. 798
Dampfpumpen mit Drehbewegung . . 799
Dampfpumpe mit Kurbelschleife . . . 806
Dampfpumpen, bei welchen der Schieber von dem Kolben mechanisch umgesteuert wird 813
Dampfpumpen mit Schieberumsteuerung durch den Kolben ohne Zwischenglied 815
Dampfpumpen, bei welchen der Schieber von der Kolbenstange mechanisch umgesteuert wird 810
Dampfpumpen ohne Drehbewegung 799. 809
Dampfraum des Kessels 291
Dampfsparmotor 560
Dampfstrahlpumpen . . . 773. 849. 910
Dampfturbinen 584
Dampfturbinenarten 584
Dampfüberhitzungsapparat 574
Dampfverbrauch der Dampfturbinen . 590
Dampfverlust 632
Dampfwandpumpen 798
d'Arved's Versuche 416
d'Aubuisson's Tabelle über Windgeschwindigkeit 277
Dawsongas oder Halbwassergas . . . 679
Decke des Wehres 109
Decker'sche Pumpe 810
de Laval'sche Dampfturbine 586
Derbe Braunkohle 294
Derrickkrahn 755
Deutsche Windmühlen 264
Diagramm 467
Diagramm der Expansionssteuerung . 469
Diagramm der Volldrucksteuerung . . 468
Dichte Braunkohle 294
Dichte Wehre 108
Differenz-Regulatoren 24
Direkte Heizfläche 290
Direkt wirkende Regulatoren 31
Diesel-Motor 707
Differentialbremse 767
Differential-Flaschenzug 723
Differential-Schraubenwinde 734
Direkt wirkende Winden 732
Donneley-Feuerung 324
Doppelhub 455

	Seite
Doppelkranz-Turbine	194
Doppel-Schiebersteuerungen	482
Doppelschwinge	312
Doppelsitziges Glockenventil	501
Doppelt wirkende Dampfmaschinen	456
Doppelt wirkende Plungerpumpen	793
Doppelt wirkende Pulsometer	839
Doppelt wirkende Pumpe 775.	777
Doppelt wirkende, viercylindrige Wassersäulenmaschinen	234
Doppelt wirkender Blasebalg	861
Doppelwasserstandsanzeiger	439
Doppelwindmotor	272
Dörfel-Pröll's Schnellläufer	526
Drahtglas	441
Drehkrahne, die	746
Drehkrahne mit drehbarer Säule	749
Drehkrahne mit feststehender Säule	746
Drehkrahne mit Handbetrieb	746
Drehschieber mit Trickanal	527
Drehschiebersteuerung	495
Dreifach dichtende Gebläse	890
Dreifach-Expansionsmaschine 465. 536.	549
Dreifach-Expansions-Tandemmaschine	465
Dreschmaschinenanlage mit Göpelbetrieb	106
Drillingsmaschinen	456
Druckbäume	742
Druck im Kessel	448
Druckfedern für Regulatoren	69
Druckhöhe	776
Druckkammern der Gebläsemaschinen	867
Druckleitung	772
Drucklosigkeit der Corliß-Steuerung	515
Druckrohr	772
Druckturbinen	168
Druckventil	240
Druckwasser-Regulier-Apparate	124
Dürr-Kessel	376
Dürr's Ueberhitzer	576
Düsen	309
Düsen für Dampfauslaß	585
Düsennadel	711
Dubiau-Kessel	390
Dubiau'sche Rohrpumpe	391
Duplex-Dampfpumpe	813
Dupuy-Kessel	366
Dynamometrische Regulatoren	23
Eclipsrad	270
Economiser	453
Effektive Leistungen der Dampfmaschine	466
Effektive Nutzleistung	466
Eigenreibung des Regulators	59
Eincylinder-Lokomobile	567
Eincylindermaschine	515
Eincylindrige Wassersäulenmaschine	245
Eincylindrige Dampfmaschine	459
Einfach dichtende Gebläse	889
Einfache Schiebersteuerung	477
Einfach wirkende Dampfmaschinen	456
Einfach wirkende, eincylindrige Wassersäulenmaschine	233
Einfach wirkende Kapsel-Dreicylindermaschine	554
Einfach wirkende Pulsometer	839
Einfach wirkende Pumpe	775
Einfach wirkende Zweicylindermaschine von Garrett, Smith & Co.	556
Einfach wirkende, zweicylindrige Wassersäulenmaschine	235
Einfach wirkender Blasebalg	860
Einflammrohrkessel	354
Einfluß der Abschlußorgane auf den Regulator	74
Einfluß der Lufttemperaturen	79
Einkammer-Dampfpumpe	848
Einlaßschleuse	106
Einlaßtopf für Gasmotoren	679
Einspritzcondensatoren	600
Einspritzcondensator mit Gegenstrom	602
Einspritzcondensator mit Parallelstrom	602
Einströmungsperiode	472
Eintheilung der Regulatoren	22
Eintrittscondensation	574
Eiserne Gerinne	116
Eiserner Kranz für Schaufelräder	147
Ejektoren	849
Ejektoren für große Saughöhen, bedeutende Druckhöhen und veränderlichen Dampfdruck	849
Ejektoren für große Saughöhen und geringe Druckhöhen	849
Ejektoren für zufließendes Wasser oder geringe Saughöhen	849
Elastik-Brems-Kupplung	739
Elektrisch betriebener Laufkrahn	762
Elektrischer Regulirapparat	688
Elektrische Zündung für Gasmaschinen	661
Elektromotorantrieb für Schraubengebläse	910
Elsner's Ventilsteuerung 512.	522
Empfänger für Turbinen	186
Emulsionskessel	391
Endzapfen	218
Energie des Regulators	34
Energie oder Arbeitsvermögen	81
Engröhrige Kessel	408
Engröhrige Wasserröhrenkessel 371.	395
Enke-Gebläse 888.	891
Enke's Pumpen	829
Entfettung des Wassers	606
Entlastete Ridersteuerung	488
Entlasteter Schieber	479
Entzündungstemperatur	295
Entzündungstemperatur der Brennstoffe	707
Erdgas	295
Erdige Braunkohle	294
Erdkanäle	114
Esse 293.	336
Etagenrost von Lange	318
Excenter-Regulatoren	67
Excentersteuerung	460
Excentrizität	70
Expansionsarbeit	281
Expansionsgrade 477.	485
Expansionsperiode	472
Expansionsregulirapparat	75
Expansionsschieber	482
Expansionsschiebersteuerung mit feststehender Expansion	484

Seite

Expansionsschiebersteuerung mit zwei aufeinander laufenden Schiebern und zwei Excentern 483
Expansionsschiebersteuerung mit zwei aufeinander laufenden Schiebern und einem Excenter 488
Expansionsschiebersteuerung mit zwei getrennten Schiebern und zwei Excentern 482
Expansionssteuerung 75. 466
Expansionssteuerungs-Diagramm . 469. 470

Fächer der Windmotoren 270
Fahrbare Bockkrahne 762
Fahrbarer Handdrehkrahn 748
Fahrlochstützen 368
Fahrlochverschlüsse 431
Fairbairn-Kessel 368
Fairbairn-Krahn 750
Fangdüse 855
Fangteller 415
Farcot-Knaggen 491
Farcot-Steuerung 489
Faserige Braunkohle 294
Fassungsraum des Wasserrades . . . 160
Federgehäuse 65
Federmanometer 449
Feder- oder Gewichtssteuerung . . . 239
Feder-Regulatoren . . 31. 34. 58. 61. 63
Federwage 65
Feste Brennstoffe 294
Feststehende Göpel 96
Feste Rollen oder Leitrollen 715
Fette Steinkohle 294
Feuerblech 420
Feuerbüchse 413
Feuergeschränk 306
Feuerkiste 413
Feuer-Luftmaschine 635. 643
Feuerluke 344
Feuerraum 310
Feuerung 297
Feuerung der Dampfkessel 295
Feuerungen für feste Brennstoffe . . 297
Feuerungen mit selbstthätiger Rostbeschickung 345
Feuerung für flüssige Brennstoffe . . 330
Feuerung für gasförmige Brennstoffe . 396
Feuerung für staubförmige Brennmaterialien 327
Feuerung mit künstlichem Zuge . . . 324
Feuerungsanlagen 297
Feuerungsapparat von Leach 310
Feuerungszüge 297
Field'sche Kessel 403
Field'sche Röhren 403
Filler's Windrad 272
Firn's Dampfversuche 287
Flachregler 67
Flachschiebersteuerungen 491
Flammrohrkessel 353. 360
Flasche 719
Flaschenzüge 715. 719
Flaschenzug mit Selbsthemmung . . . 721
Fliehkraft der Schleuder-Pumpen . . 835
Fliehkraft eines Regulators 27

Seite

Flöther's Bügelgöpel 98
Flügelgerippe 261
Flügelpumpe von Allweiler 824
Flügelräder 260
Flüssige Brennstoffe 294
Flüssigkeitsbremse 39
Flüssigkeitspuffer für Ventilsteuerungen 506
Flüssigkeitswärme 285
Flüssigkeitszerstäuber 333
Flugasche 339
Fluther Schütze 106
Formeln für Regulatoren 30. 32. 34. 36. 45. 48
Formeln für Schwungräder und Centrifugalpendel-Regulatoren 10
Form der Windflügel 262
Fossile Brennstoffe 80
Förderhöhe, die von Pumpen . . 772. 776
Fourneyron'sche Turbinen 171
Freier Wasserstoff 296
Freies Arbeitsvermögen 81
Freie Rostfläche 298
Freifall 106
Freifallende Ventilsteuerungen . . . 504
Freifall-Schütze 106
Freifluther 106
Freihängen 127
Freilauf oder Land-Kanal 106
Freilauf-Schütze 106
Fricart'sche Steuerung 498. 524
Friedeberg's Kohlenstaubförderung . . 330
Fuchs 293
Füllschacht 316
Füllschachtfeuerung 324
Füllung der Dampfmaschine 31
Füllungsgrad 485
Füllungsgrad des oberschlächtigen Wasserrades 160
Fundamentrahmen 515
Funkenfänger 415

Galloway-Rohre 360. 401
Gall'sche Gelenkketten 730
Gangspill 741
Ganze Dampffüllung 75
Garnitur der Dampfkessel 433
Gase von flüssigen Brennstoffen . . . 633
Gasfeuerung 336
Gasförmige Brennstoffe 294
Gasförmiges Brennmaterial 295
Gasgeneratoren 678
Gashammer 702
Gaskraftmaschine 282. 648
Gasleitung für Gasmotoren 680
Gasmaschinen 647
Gasmotoren 633
Gasmotoren mit Ventilsteuerung . . 658
Gasverbrauch eines Gasmotors . . . 678
Gebläse 859
Gebläsemaschinen 714
Gebläse von Root 886
Gebogenes Wehr 108
Gebrochenes Wehr 100
Gebundenes Arbeitsvermögen 81
Gebundenes Wasser 296
Gefälle des Wassers 104

Seite

Gegabelte Hohlrahmen 518
Gegabelte Schubstangen 802
Gegendampfperiode 472
Gegenfeuerung 323
Gegengewichtskugeln für Regulatoren . 55
Gegenstromkessel 349
Gegenstromkondensatoren . . . 601. 619
Gegenströmung 577
Gehen mit Last, Schrittlänge beim . . 86
Gehen ohne Last, Schrittlänge beim . 86
Gekühlte Kapselmaschinen 555
Geißlers Ventilator 906
Gemauerte Kanäle 115
Generator-Gas 295. 678
Gerades Wehr 108
Geradführungs-Parallelogramm . . . 461
Gerinne 113. 116
Gerstner's Tabelle über Arbeitsleistung 85
Gesättigter Dampf 575
Gesättigter Wasserdampf 284
Geschlossene Bügel für Kolbenstangen . 808
Geschlossene Druck-Turbine 183
Geschlossene Feuerung 283
Geschlossene Feuerung für Heißluftmaschinen 634
Geschlossene Heißluftmaschine 634
Geschlossene Heißluftmaschine mit offener Feuerung 634
Geschlossene Kaminkühler 620
Geschlossene Wärmemotoren 282
Gesteuerte Glührohrzündung 662
Gesteuertes Saugventil mit Gummiplatte 868
Gesteuerte Ventile, nach Riedler . . . 868
Getheilter Muschelschieber 480
Gewichts- oder Federsteuerung . . . 239
Gewichtsregulatoren 31. 36. 49
Geviere 116
Gießereikrahne 746
Girardpumpe 793
Girardturbinen 188
Glührohr 662
Glührohrzündung für Gasmaschinen. . 661
Glühzone 662
Glutstein 512
Glocken-Gögel 96. 99
Glockenventile 500
Gnom, Petroleummotor 704
Gögel 96
Gräben 113
Gradierwerk 600. 619
Graf'sche Rost 308
Grenzturbinen 192
Größe des Dampfkessels 289
Größe des Dampfverbrauches pro indicirte Pferdekraft 632
Größe des Kessels 289
Größe des Regulators 74
Größe der Rostfläche 298
Größe der Turbinenschaufel 232
Größe der Windentrommel 736
Großwasserraum-Dampfkessel 394
Grothman's Windmotor 267
Grubenventilator 906
Grundwehre 107
Grusonwerk, Regulator des . . . 47. 48

Seite

Guibalventilator 897
Gütegrad des Regulators 36
Güteverhältniß eines Wassermotors . . 124
Gummibeutel für Gasmotoren . . . 679

Hähnelturbinen 192
Hahnköpfe 437
Hahnküken 443
Hahnsteuerung 236. 466
Halbgasfeuerung 323
Halbnasse Compressoren 873. 878
Halbwassergas oder Dawsongas . . . 679
Hallady's Windrad 270
Hals der Windmotoren 261
Hamburger Normen 423. 428
Hammerdampfmaschine 538
Hammer des Expansionsreglers . . . 76
Hammermaschine 460. 538
Handbremsen 765
Handkettenrad 725
Handpumpen 778
Haspelrad 725
Haube 264
Hauptüberhitzer 577
Hausbaum 264
Hebel 714
Hebel, der, zur Arbeitsleistung . . . 89
Hebelade 714
Hebelsteuerung 466
Hebemaschinen 713
Hebezeuge 714
Heinzmann's Kapselmaschine 550
Heißdampfanlagen 574
Heißdampfmaschinen 572
Heißluftmaschinen 282. 633
Heißluftmaschinen mit geschlossener Feuerung 634
Heißluftmaschinen mit offener Feuerung 634
Heizfläche 283
Heizfläche der Dampfkessel 289
Heizkanäle 293
Heizkörper 352
Heizröhrenkessel 362
Heizröhrenschiffskessel 405
Heizwert 297
Hemmstange für Rundschieber . . . 496
Henschel-Jonval-Turbinen 179
Herstellung der Kolbenschieber, über die 492
Hett's Regulirvorrichtung für Turbinen 211
Hülfskolben 239
Hülfssteuerung für Dampfpumpen . . 815
Hülfswassersäulenmaschinen 239
Hinterdampfspannung 600
Hochdruckgebläse von Jäger 890
„ maschinen 456. 527. 589
„ turbinen 168
Hochofengase 295. 633
Höhenverhältnisse der Wasserräder . . 158
Holländische Mühlen 264
Holzabfälle 305
Holzgerinne 116
Hölzernes Wasserrad 136
„ Wehr 111
Horizontale Dampfkessel 347
„ Dampfmaschine 515

	Seite
Hub des Kolbens	455
Hubfänger für Schieber	490
„ „ Ventile	868
Hubnuthen für Turbinen	220
Hülse des Regulators	27
Hülsenbelastung	39
Hunger's Ventilsteueruug	509
Hydraulische Motoren	104
„ Regulatoren	24. 26
„ Balancier	242
Indicirte Arbeit	626
„ Leistung	629
„ Spannung	625
Indikator	417
Indikatordiagramm	467
Indirekt wirkende Regulatoren	31. 32
„ „ Winden	735
Inglis- u. Spenzer'sche Steuerung	497
Injektoren	851. 910
Innenfeuerung	298. 306
„ mit Planrost	344
Inneres Arbeitsvermögen	81
„ freies Arbeitsvermögen	82
„ gebundenes Arbeitsvermögen	82
Innere lineare Voreilung	472
„ Steuerung	236
„ Steuerungsteile	465
„ Ueberdeckung	474
Innenschlächtige Turbinen	167
Interferenz-Regulatoren	24
Jägergebläse	891
Jägerpumpen	831
Jäger's Hochdruckgebläse	890
Jährliche Leistung eines Windrades	278
Jonval-Hochdruckturbinen	182
Jouvalturbinen	181
Justierung der Regulatoren	73
Kalifornia pumpe	786
Kaltwasserpumpe	601
Kaminkühler	622
Kammzapfen	170
Kanalbauten	105
Kanäle	113
Kanalschieber	480
Kappe des Wehres	107
Kapselgebläse	885
„ mit zwei Drehachsen	886
Kapselpumpen	826
Kapselregulatoren	41
Kapselverbundmaschine	550
Kaufmann's Zerstäuber	335
Kegelbremsen	765. 768
Kegel für Schaufelräder	146
Kegelräderantrieb für Regulatoren	71
Kegelstumpfmaschine	460
Kegel-Windmotor	267
Kesselarmatur	346. 433
Kesselarten	347
Kesselbleche aus Flußeisen	421
„ „ Schweißeisen	420
Kesselform	346
Kesselmaterial,	420
Kesselspeisepumpe	818
Kesselstühle	431
Kesselwasser-Verunreinigungen	433
Ketten-Flaschenzug	721
Kinetische Energie	81
Kirchveger's Windmotore	265
Kleindampfmaschine	559
Klemmvorrichtung für Flaschenzüge	721
Kley's Ventilator	900
Kliebisch's Ventilsteuerung	511
Klinkenbremse	744
Klotz- oder Backenbremsen	765
Knackenrad	314
Kolbengebläse	860
Kolbenpumpe	773
Körting'sche Gaskraftanlage	679
Körting's Centrifugalzerstäuber	331
„ Gasmotor	671
„ Pulsometer	843
„ Strahlgebläse	911
„ Strahlkondensator	605
„ Streudüse	334
„ Streudüsen-Kühlapparat	617
„ Universal-Injektor	856
„ Vorwärmer	452
Kohlenflötze, die, als Kraftsammler	80
Kohlenoxyd	296
Kohlenstaubfeuerung	327. 346
„ von Schwarzkopf	328
Kohlenstaubmühlen	330
Kohlenstoff	296
Kohlenverbrauch der Buschbaum'schen Heißluftmaschine	642
„ des Benier-Motor	646
Kolbengeschwindigkeit d. Dampfmaschinen	626
Kolbenhub, Größe des, bei Dampfmaschinen	628
Kolbenmaschinen	118
Kolben-Schiebersteuerungen	491
Kolbensteuerung	237. 466
Kondensationsmaschinen	535
Konusturbine	198
Kosinusregulator	46
Kraftausgleicher	819
Kraft des Menschen an der Kurbel	91
„ der Sonne	80
Kraftgasanlagen	678
Kraftmaschinen oder Motoren	79
Krahne	715. 745
Kranz des Schwungrades	8
Kreisel-Pumpe	835
Kreisprozeß	218
Kreuzhaspel	90
Kreuzzapfenverbindung	156
Krigar-Schraubengebläse	892
Kropfräder	119. 129
Kropfschaufel	142
Kübel- oder Zellenräder	119
Kühlteiche	617
Kühlthürme	619
Kühlung für Gebläsemaschinen	870
„ „ Kapselmaschinen	555
Künstlicher Zug	339
Kuhn's Tandemmaschine	532
Kunstrammen, Leistung	92

	Seite
Kupferhohlkörper	453
Kurbel, Arbeit des Menschen an der	91
Kurbelarm	91
Kurbelbewegung durch Fußkraft	93
Kurbelgriff	91
Kurbelkörper	91
Kurbelschleife	806
Kurbelsteuerung	466
Kurbelwellenkasten	556
Kurbelbahn zur Steuerung von Ventilen	883
Lage des Maschinenhauses einer Wasserkraftanlage	117
Lagerung von Dampfturbinenwellen	597
Lagerung der Turbinenwelle	215
Lancashirekessel	353
Land-Kanal oder Freilauf	106
Länge der Flammrohre	425
Lange'scher Etagenrost	318
Langsamlaufende Maschinen	458
Lanz'scher Säulengöpel	101
Laschenverbindung für Flammrohre	427
Latente Wärme	284
Laufkatze	730. 746
Laufkatzenbewegung durch besondere Vorrichtung	731
„ mit Flaschenzug	730
Laufkrahne	745. 759
„ für elektrischen Antrieb	762
„ mit Handbetrieb für größere Lasten	761
Laufrad für Turbinen	168
„ oder Tretrad	95
Laukner's Regulator	25
Laval'sche Dampfturbine	584
Leach'scher Feuerungsapparat	310
Lebendige Kraft als Arbeitsvermögen	82
Lehmann's Heißluftmaschinen	636
„ Turbinen	192
Leichte Wehre	108
Leistung der Dampfmaschine	466
Leistungen der Condensationsanlagen	623
„ „ Kunstrammen	92
„ des Banki-Motors	704
„ „ Menschen an der Kurbel	92
„ der Strahlgebläse	913
„ „ Thiere am Göpel	97
„ „ Wassersäulenmaschinen	257
„ pro ein Meter	629
Leistungs-Regulatoren	49
Leitmaul für Turbinen	198
Leitrad für Turbinen	168
Leitrolle	715
Leitschaufelapparat	595
Leitschaufelschützen	120
Lenkerstangen	270
Leuchtgas	294
„ für Kraftmaschinen	633
Liegende Bajonettmaschine für überhitzten Dampf	581
„ Dampfmaschinen	515
„ Dampfpumpe von Gritzner	807
„ Göpel	96
„ Kolbengebläsemaschinen	865
Liegender Petroleummotor	691
Lilienthal'scher Dampfkessel	319
Lilienthal's Oberflächencondensator	607
„ Schlangenrohrkessel	395
„ Untersuchungen über Windgeschwindigkeit	259
Lineare Voreilung	472
Lloyd's Ventilator	896
Lokomobile mit Petroleummotor Gnom	707
Lokomobilen	567
Lokomobil-Kessel	404. 408
Lokomotiv-Kessel	404. 413
Lose Rollen oder Arbeitsrollen	715
Ludwig'scher Rost	303
Luftcompressoren	873
Luftleere des Condensators	601
Luftpumpen für Condensatoren	601
Luftpumpen zum Betrieb von Condensationsanlagen	613
Lufttopf für Gasmotoren	679
Mäßige Dampfüberhitzung	574
Magere Steinkohle	294
Mannesmann'sches Röhrenwalzverfahren	14
„ Schwungrad	13. 16
Mannloch	374
„ -Deckelverschluß	432
„ -Verschlüsse	431
Manometer	448
Mantelblech	420
Marshpumpe	815
Martin's Kapselpumpe	833
Maschinen mit außenliegenden Cylindern	528
„ „ innenliegenden „	528
„ „ Expansion	456
„ ohne „	456
„ mit Rotationsbewegung	455
„ ohne „	455
„ zum Heben fester Körper	714
„ „ „ flüssiger Körper	714
„ „ „ gasförmiger Körper	714
Maaß der Hülsenverschiebung	36
Masse des Schwungringes	18
Massut	295
Mastenkrahne	754
Material für Dampfkessel	288
Maxim-Schraubenflaschenzug	729
Mechanischer Balancier	242
„ Kraftausgleicher	819
„ Rostbeschickungsapparat	313
Mehrfacher Cylinderkessel	349
Meldrum-Feuerung	336
Membranpumpe	697. 796
Mensch, der, als Motor	85
Meyer'sche Schiebersteuerung	485
Mischdüse für Condensatoren	605
Mischcondensatoren	601
Mischungskanal	653
Mitteldruckturbinen	168
Mittelschlächtiges Wasserrad	119. 129. 161
„ „ mit einer Ueberfallschütze	130
„ Wasserrad mit Coulisseneinlauf	131
Motoren oder Kraftmaschinen	79

Seite

Mussdrucke des Regulators 48
Muschelige Braunkohle 294
Muschelschieber 477
Muskelkräfte des Menschen 85

Nabe des Schwungrades 9
Nachdampfungsperiode 574
Nachtheile der Condensation 600
Nachverdampfer 577
Nadeln 112
Nadelwehre 112
Naphthafeuerung 332
Naphthazerstäuber 833
Nasse Compressoren 873. 880
Nasser Dampf 285
Nasse Luftpumpe 601. 615
Natürliches Gas 294
Neigung der Windflügel 261
Niagarapumpe 783
Nichtsaugende Injektoren 851
Niederdruckturbinen 168
Niederdruckmaschinen 456. 599
Niedergefälle-Räder 131
Niederschlagwasser 572
Nichtstationäre Kessel 347. 404
Nutzbare Dampfmenge 632
Nutzeffekt des fließenden Wassers . . . 104
„ rückenschlächtiger Wasserräder 128
Nutzleistung der Dieselmotore 712
„ einer Maschine 630
Nutzwirkung der Peltonräder 212
„ „ Wärmemotoren . . . 287
„ eines Windmotors . . . 280

Oberflächencondensator 600. 606
Oberkessel 370
Oberschlächtiges Wasserrad . 119. 125. 159
Oberwassergraben oder Zuflußkanal . . 106
Oberwasserzapfen 217
„ mit hohler Welle . . 218
Oberzapfen 170
Ochwadt'scher Wasserstandsanzeiger . . 442
Oelbremse für Regulatoren 72
Oelkissen 597
Offene Feuerung 283
„ „ für Heißluftmaschinen 634
„ Glührohrzündung 662
„ Göpel 96
„ Gradirwerke 620
„ Heißluftmaschinen 634
„ „ mit offener Feuerung 634
„ Wärmemotoren 283
Oscillirende Maschinen 457. 462
„ Wassersäulenmaschinen . . 253
Otto'sche Gaskraftmaschine 649

Parallelstrom-Condensatoren 601
Parson's Dampfturbine 595
Partialturbinen 168
„ mit achsialer Durchströmung 199
Pauck'sche Verbundmaschine 530
Peltonrad 205
Pendelgewicht 29

Seite

Pendelregulatoren mit festem Pendeldrehpunkt an der Spindel 37
Pendelregulatoren mit verschiebbarem Pendeldrehpunkt auf der Spindel . 42
Periode des Dampfeinlasses 474
„ der Dampfausströmung . . . 475
„ „ Compression 473
„ „ Expansion 473
„ des Gegendampfes 473
„ „ Nachdampfens 574
„ der Nachwirkung 472
„ „ Voreinströmung 476
„ „ Vorausströmung 473
Petroleumgase 633
Petroleumhammer 702
Petroleummaschinen 282
Petroleummotoren 633
Petroleummotor Gnom 704
Pfahlrost 110
Planrostfeuerung 298
Plombenverschluß 445
Plungerpumpe für ununterbrochenen Wasserstrahl 792
Pockholz-Unterwasserzapfen 216
Polygonrost 320
Polygonrostträger 303
Ponceletrad 136
Porter'scher Regulator 39. 71
Potentielle Energie 81
Potenzflaschenzug 719
Prellklappe 310
Probirhähne 436
Probirpumpe 780
Probirventile 736
Pröll'scher Achsenregulator 527
Pröll's Federregulator 61
Pröll'scher Regulator 42
Pseudo-astatische Regulatoren 32
Pulsometer 839
Pulverförmige Brennstoffe 294
Pumpenantrieb mit Schwungrad . . . 93
Pumpen 714. 772
Pumpen mit drehendem Kolben . 774 825
Pumpenanlage mit einem Kurbelantrieb 781
Pumpen mit gesteuerten Ventilen . . 821
„ „ hin- u. hergehendem Kolben 774
„ „ schwingendem Kolben 774. 824

Quai-Krahn 751
Qualitätsziffer der Kesselbleche . . . 421
Querkessel 384
Querschnitt des Schornsteins 337
Quersieder 424
Querverschiebung des Expansionsschiebers 487

Radarme für Schaufelräder 147
Radboden 144
Rädermaschinen 118
Räderwinden 735
Radialdampfturbinen 598
Radialstangen für Wasserräder . . . 140
Radialturbinen 167
Radkranz für Schaufelräder 146
Radovanovic's Ventilsteuerung . . . 513
Radkranz für Zellenräder 144

	Seite
Rahmenbau, Einfluß des	517
Rahmenmaschine	459
Raschlaufende Maschinen	458
Rateau's Ventilator	906
Rauchkammer	413
Rauchröhrenkessel	362
Rauchverbrennung	341
Reaktionsturbinen	169
Rechen	107
Regelung der Dampfmenge bei Dampfturbinen	597
Regelnde Maschinentheile	1
Regenerator	639
Regulatoren	3. 21
„ in aufrechter Aufhängung	37
„ in umgekehrter Aufhängung	37. 42
„ mit Federbelastung	54
„ „ leichter Urne	46
„ „ schwerer Urne	46
Regulator von Pröll	46
„ „ Tolle	40
Regulatorspindel	71
Regulatorständer	71
Regulirapparate durch Druckwasser bethätigt	224
Regulirung des Ganges der Wassersäulenmaschinen	241
Regulirung der Peltonräder	211
Regulirungsspindel für Ejektoren	850
Regulirvorrichtungen, die durch Vernichtung der überschüssigen Kraft wirken	224
Regulirvorrichtung mit flachem und cylindrischem Rundschieber	222
Regulirvorrichtung für Turbinen	219
Regulirvorrichtung für veränderliche Wassermengen	223
Reichenbach'sche Wassersäulenmaschinen	242
Reine Heißluftmaschinen	635
Reisiggradierwerke	620
Retourdampf-Injektor	852
Rider-Doppelsteuerung	570
Rider'sche Heißluftmaschine	636
Rider-Steuerung	486
Riedler-Expreßpumpen	823
Riedler's gesteuerte Ventile	868
Riegelschaufel	142
Riegelschaufelbrett	145
Ringspur-Oberzapfen	217
Ringventil, gesteuertes	868
Ringzapfen	170
Rockstroh's Ventilsteuerung	504
Rohrdichtungs-Maschine	375
Röhrenbündel	383
Röhrenbündelcondensator	609
Röhrenventile	500
Röhrenvorwärmer	331. 451
Rohrleitungen	105. 116
Rohrpumpe von Dubiau	391
Rohrreinigungsvorrichtungen	368
Rohrturbinen	168
Rollenanzahl der Flaschenzüge, über die	720
Rollen und Flaschenzüge	715
Rollenzug	718
Rollkrahne	746
Rollschützen	222
Root's Gebläse	886
Root'sche Kessel	372
„ Pumpen	828
Rosetten als Verbindungsglied	154
Rost	297
Rostbeschickungsapparat	313
Roststab	299
Roststabträger	300
Rotationsmaschinen	455
Rotirende Dampfmaschinen	584
„ Maschinen	455. 458
„ Wassersäulenmaschine	253
Rücken des Wehres	109
Rückenschlächtige Wasserräder	119. 127. 161
Rückkühlung	617
„ des Condensationswassers	600
Rückkühleinrichtung	608
Rückschaufeln	191
Rückschlagplatte	616
Rundschieber für Turbinen	221
Rund-Schiebersteuerungen	492
Rußreiniger	454
Ruthenwellen	261
Säulengöpel	96. 100
Säulenständer für Regulatoren	72
Sammelteiche	82
Sattel des Wehres	109
Saugende Injektoren	851
Saughöhe der Strahlkondensatoren	606
Saughöhe	776
Saugkorb	782
Saugleitung	772
Saugpumpe von Garvens mit Hebel	89
Saugrohr	772
Saugventil	240
Saugventil mit Gummiplatte	868
Saumlatten	261
Schabern	454
Schachtkrahne	750
Schachtöfen oder Gasgeneratoren	678
Schäffer & Budenberg's Pulsometer	844
Schädlicher Raum	480
Schädlicher Raum bei Corliß-Steuerungen	515
Schaltwerke	17
Schaufeln der Wasserräder	140
Schaufelräder	119
Schaufelraum	119
Schaufelstiele	134
Schaufelstützen	133
Scheerenkrahne	746. 754
Schiebercompressoren	873. 876
Schieberdiagramm	469
Schieberentlastung	479
Schieberflamme des Gasmotors	653
Schieberkasten	479
Schieberluftpumpe	612
Schiebermaschinen	458
Schiebermulde des Gasmotors	653
Schieberspiegel	479. 483
Schiebersteuerung	237. 466
Schiebersteuerung, doppelte	482
Schiebersteuerung für Wassersäulenmaschinen	239
Schiebersteuerung von Meyer	485

Seite

Schiffskessel 404
Schilder der Wassersäulenmaschinen . . 254
Schildzapfen 254
Schlabberraum 851
Schlabberraum für Injektoren . . . 851
Schlabberrohr 851
Schlammsammler 348
Schlangenrohrelemente 396
Schlangenrohrkessel 395
Schleppschieber 489
Schleuderbremse 771
Schleudergebläse oder Ventilatoren . . 894
Schleuder-Pumpen 835
Schleusenwehre 107. 111
Schlittenführung 515
Schloßklaue für Göpel 98
Schlußstellung des Dampfventils . . 77
Schmid's Wassersäulenmaschine . . . 253
Schmidt'scher Motor 580
Schmidt's Heißdampfmaschinen . . . 576
Schmidt's Ueberhitzer 577
Schmiedeeiserne Dampfmaschinengestelle 540
Schnecken-Flaschenzug 728
Schneider & Helmecke's Röhrenvorwärmer 452
Schnell-Flaschenzug 725
Schnellläufer 459. 526
Schnurgerinne 134
Schornstein 293. 297. 336
Schornsteinhöhe 337
Schornsteinventilator 339. 912
Schräges Wehr 108
Schrägliegende Dampfmaschinen 457. 461. 566
Schrägrostfeuerung 319. 345
Schrauben-Flaschenzüge 726
Schraubengebläse 860. 907
Schraubenpumpen 835. 839
Schraubenradgebläse von Brodnitz & Seydel 908
Schraubenventilatoren 908
Schraubenwinden 731
Schüreisen 316
Schüttrostfeuerung 319
Schußgerinne 120
Schutzhülle für Wasserstandsgläser . . 439
Schwammkrugturbine 201
Schwarzkopf's Sicherheitsapparat . . 445
Schweißeisen-Kesselblech 420
Schwingen für Regulatoren 58
Schwörer's Ueberhitzer 575
Schwungrad 1. 4
Schwungradarten 8
Schwungradregulatoren 7. 31. 66
Schwungring 9
Schwungring, Masse des 18
Seitenschlächtige Turbinen 167
Selbsthemmung für Flaschenzüge . . . 721
Selbstthätige Bremsen 765. 770
Selbstthätige Regulierung des Füllungsgrades 486
Selbstthätige Regulirvorrichtung . . . 222
Selbstthätige Rostbeschickung 345
Selbstventilirende Gradirwerke . . . 620
Senkrechte Luftpumpe 614
Senkpumpen 820
Setzschaufel 142

Seite

Sexionskammer 374
Sharp's Schwungrad 12
Sicherheitsapparate 444
Sicherheitsgöpel 99
Sicherheitskurbel 769
Sicherheitsröhrenkessel 371
Sicherheitsventile 448
Sicherung der Steuerungswirkung . . 239
Siederkessel 349
Siederöhrenkessel 401
Siedetemperatur 283
Siegel's Kapselmaschine 555
Siemens Regulator 28
Silvers Feder-Regulator 27. 55
Simplex-Dampfpumpe 816
Sinter-Steinkohle 294
Sörensen's Windmotor 268
Sohle des Wehres 109
Sondermann's Achsen-Regulator . . 67
Spaken 742
Spalt der, für Turbinen 160
Spannkraft einer Feder oder potentielle Energie derselben 81
Spannkraft des Wasserdampfes . . . 774
Spannschütze 119. 121. 130
Spannstangenarme 147
Spannungsdifferenz oder indirekte Spannung 625
Sparmotor 560
Sparrostträger 302
Speisepumpe für Dampfkessel 779
Speiseraum der Kessel 292
Speiseruser 444
Speisevorrichtungen des Kessels . . . 434
Sperrkegel 764
Sperrklinke 764
Sperrräder, die, für Krahne 764
Spillen 89
Spillenkapsel 90
Spindel des Regulators 71
Spiritusmotoren 648
Sprossen 261
Standhaftigkeit der stehenden Dampfmaschinen 538
Stanzwerke 2
Stationäre Dampfkessel 347
Stationäre Maschinen 458
Stationäre vertikale Kessel 399
Statische Regulatoren 31
Staueinrichtungen 82. 105
Staufer's Regulator 745
Stehbolzenverbindung 414
Stehende Dampfmaschine . 460. 537. 457
Stehende Dampfpumpe mit gegabelter Schubstange 802
Stehende dreifache Expansionsmaschine . 549
Stehende Eincylindermaschine . . . 542
Stehende Kolbengebläsemaschinen . . 862
Stehende Pumpe 789
Stehender Benzinmotor 690
Stehender Kessel mit Siederöhren . . 401
Stehender Röhrenkessel mit Heizröhren 700
Stehende Verbundmaschine von Gritzner 545
Stehende Verbundmaschine von Pauckisch 547
Steife Arme 147

	Seite
Steinkohlen	294
Steinkohle als Brennstoff	80
Steinmüller-Kessel	380
Steinmüller's Wasserröhren-Schiffskessel	406
Stein's Achsenregulator	68
Stellvorrichtung für Regulatoren	58
Stelze des Regulators	56
Stelzenarme	57
Stellzeug des Regulators	22
Stemmring	426
Stert	462
Steuermechanismus des Regulators	76
Steuerungsarten	477
Steuerungen der Dampfmaschine	465
Steuerung der Wassersäulenmaschinen	236
Steuerung mit unveränderter Füllung	466
Steuerung mit veränderter Füllung	466
Steuerungseinrichtung für Petroleummotore	705
Steuerung von Farcot	489
Steuerung von Rider	486
Stiele für Schaufelräder	146
Stirnrädergöpel	97
Stopfbüchsenhähne	436
Stoßschaufel	142
Stoßschaufelbrett	144
Stoßturbinen	168
Strahlcondensator 592.	605
Strahlgebläse	860
Streudüse 334.	618
Streudüsen-Kühlapparat	617
Strahlgebläse	910
Stützrolle des Regulators	47
Stufenrost	317
Stufenrostfeuerung	315
Sturzbrett	110
Sulzer-Steuerung	502
Tabelle über Aquapult-Dampfpumpen	849
" " Arbeitsleistung	85
" " Arbeitsleistung eines Menschen an der Kurbel	92
" " Arbeitsleistung eines Menschen am Seil	88
" " Banki-Motoren	702
" " Bockwinden	738
" " Centrifugalpumpen	841
" " Dampfkesselböden	430
" " Dampfaustrittsgeschwindigkeiten aus Laval'schen Düsen	585
" " Dampfsparmotoren	561
" " den Dampfverbrauch von Dampfturbinen	591
" " Deutzer Benzinmotore	690
" " Diesel-Motore	712
" " die Spannkraft des Wasserdampfes	774
" " dreifach Expansionsmaschinen von Pauksch	550
" " einfach wirkende Dreicylinder-Kapselmaschinen von Siegel	556
" " Einflammrohrkessel	355
" " Enke's Gebläse	889
Tabelle über Enke's Pumpen	830
" " Entzündungstemperatur einiger Brennstoffe	295
" " Flaschenzüge	721
" " Flügelpumpen	825
" " Gashammer	704
" " gesättigten Wasserdampf	287
" " Göpelantrieb	97
" " Hall-Pulsometer	847
" " Heißdampfmaschinen von Gritzner	583
" " Heißluftmaschinen von C. Henry Hall	640
" " Heizröhrenkessel 364.	401
" " Heizwerth von Brennstoffen	297
" " Jäger-Gebläse	892
" " Jäger-Pumpen	832
" " Kalifornia pumpen	789
" " Kapselgebläse	887
" " Kapsel-Verbundmaschinen	552
" " Kesselspeisepumpen	819
" " Kley'sche Ventilatoren	903
" " Körting's Pulsometer	844
" " Körting's stehende Motoren	677
" " Körting's Stahlkondensatoren	606
" " Kohlenverbrauch der Schmidt'schen Heißdampfmaschinen	583
" " Krigar-Gebläse	893
" " Kühl- und Gasleitung der Otto'schen Motoren	682
" " Laval'sche Dampfturbinen	593
" " Leistung der Strahlgebläse	913
" " Leistung verschiedener Heißluftmaschinen	639
" " liegende Dampfmaschinen von R. Wolf	518
" " liegende Dampfpumpen von Gritzner	808
" " Luftpumpen	617
" " Maschinen von Gritzner	520
" " Membranpumpen	798
" " nasse Compressoren	882
" " nicht saugende Injektoren	853
" " Petroleummotor Gnom	706
" " Probirpumpen	781
" " Pröll's Federregulator	63
" " Pulsometer	843
" " Regulatoren des Grusonwerkes	48
" " saugende Injektoren	854
" " Schiebercompressoren	878
" " Schiele-Ventilatoren	699
" " Schlangenrohrkessel	599
" " schnellaufende Dampfmaschinen von Pokorny & Wittekind	525
" " Schornsteinabmessungen	338
" " Schornsteinventilatoren	909
" " Sicherheitsventile	449
" " Siederöhrenkessel	402
" " Speisepumpen	780
" " stehende Dampfpumpen von Gritzner	805

Seite

Tabelle über stehende Maschinen von Gritzner 542
„ „ stehende Maschinen von Pauckſch 543
„ „ stehende Pumpen . . . 790
„ „ stehende Verbundmaschinen von Gritzner . . . 546
„ „ Thüringer Zwillingspumpen 785
„ „ Tolle's Regulator . . . 64
„ „ transportable Dampfmaschinen mit getrennt aufgestelltem Kessel 572
„ „ Transmissions-Bockwinden 743
„ „ Trenck'sche Regulatoren . 58
„ „ Una-Pumpen 795
„ „ Universal-Injektoren . . 858
„ „ unterschlächtige Wasserräder 135
„ „ Ventilcompressoren . . . 875
„ „ Verbundmaschinen von Pokorny & Wittekind . . 530
„ „ Versuche mit dem Banki-Motor 704
„ „ Wahl der Füllungsgrade . 624
„ „ Wanddampfmaschinen . . 559
„ „ Wanddampfpumpen . . . 800
„ „ Wandpumpen mit Riemenbetrieb 792
„ „ Wassersäulenmaschinen . . 255
„ „ Weiß'sche Regulatoren . . 54
„ „ Wellrohre 357
„ „ Westinghouse-Maschinen . 558
„ „ Windmotoren . . . 268. 272
„ „ den Wirkungsgrad der Rollen 715
„ „ Wirkungsgrad von Wassermotoren 125
„ „ Zabel'sche Regulatoren . 58
„ „ Zweiflammrohrkessel mit Flammrohr 360
„ „ Zwillingsdampfpumpen mit gegabelter Schubstange . 805
„ zur Bestimmung der Kesselart . 419
Tachometrische Regulatoren 23
Tandemmaschine 464. 532
Tandemverbundmaschinen 535
Temperaturgefälle 287
Tenbrink-Feuerung 322. 345
Thalsperren 82
Theilfüllung des Cylinders 75
Theoretische Leistung der Dampfmaschinen 466
Thier als Motor 96
Thüringer Zwillingspumpe 784
Thurmmühlen 264
Tiefschlächtiges Wasserrad 119
Tolle's Federregulator 63
Tolle's Regulator 40
Torf 305
Totpunktslagen 1
Tourenzahl des Regulators 44
Tragfüße für Lokomobilen 570
Transmissions-Bockwinde 743
Transmissionsdampfmaschinen . . . 458
Transmissionspumpen 778. 786
Transportable Dampfmaschinen mit getrennt aufgestelltem Kessel 571

Seite

Transportable Göpel 96
Transportable Kessel 347. 404
Transportleistungen 86
Treibendes Mittel der Kraftmaschinen . 22
Trenck'scher Federregulator 55
Trennungskammern 376
Treppenrost 345
Treppenrostfeuerung 298. 315
Tretrad oder Laufrad 95
Trick-Kanal 527
Trick'scher Kanalschieber 481
Trockene Compressoren 873
Trockene Luftpumpe 601. 616
Trockene Mauerung 115
Tröge (Schaufel für Turbinen) . . . 206
Trommelwinde 731
Trompetenrohre 449
Turbinen 118. 164
Turbinenarten 171
Turbinenkammer 168
Turbinenkanäle 166
Turbinenmantel 215
Turbinen mit liegender Welle . . . 178

Ueberdruckturbinen 168
Ueberfallschwelle 109
Ueberfallschütze 119. 121
Ueberfallwehre 107
Ueberhitzkammer 576
Ueberhitzter Dampf 683
„ Wasserdampf 284
Ueberhitzungsapparate 574
Ueberhitzungstemperatur 573
Ueberhitzungswärme 573
Ueberlaufpumpe 705
Ueberlaufraum bei Injektoren . . . 851
Ueberwasserturbinen 168
Ueberwasserzapfen 170. 217
Umdrehungszahl eines Regulators . . 49
Umfangsgeschwindigkeit der Wasserräder 162
Umfangsschnelle des Schwungrades . . 15
Umfangsstangen 140
Umlaufsgeschwindigkeit der Dampfturbinen 586
Unapumpe 794. 808
Unempfindlichkeit des Regulators . 35. 73
Ungleichförmigkeitsgrad einer Dampfmaschine 457
Ungleichförmigkeitsgrad einer Maschine 8. 18
„ des Regulators . 35
„ wirklicher . . . 74
„ des Schwungrades 8
Universal-Injektor 856
Unterfeuerung 298
„ mit Planrost 344
Unterirdischer Kanal für Turbinen . . 115
Unterkessel 353
Unterschlächtiges Wasserrad . 119. 134. 161
Unterschlächtige Wasserräder mit geradem Gerinne 134
Unterschlächtige Wasserräder mit Kropfgerinne 134
Unterwassergraben 106
Unterwasserturbinen 168
Unterwasserzapfen 170. 216

	Seite
Unterwasserzapfen für große Belastung	216
Unvollkommenes Ueberfallwehr	109
Unvollkommene Verbrennung	296
Urne als Belastungsgewicht des Regulators	40
Valvoline	574
Ventilatoren	714
„ mit Vertheiler	894
„ mit Vertheiler und geraden Flügeln	898
„ mit Vertheiler und gekrümmten Flügeln	903
„ oder Schleudergebläse	894
„ ohne Vertheiler	894
„ ohne Vertheiler und mit gekrümmten Flügeln	896
„ ohne Vertheiler und mit geraden Flügeln	894
Verdränger für Gebläse	885
Vertheiler	894
Ventilcompressoren	873
Ventilmaschinen	458
Ventilsteuerung	237. 466. 500
„ für Gasmotoren	658
Veränderung der Hülsenbelastung	74
„ „ Pendelgewichte	74
Verbindung der Arme mit dem Radkranz	148
„ „ Radstange mit der Radnabe	152
Verbrennungstemperatur des Prozesses beim Diesel-Motor	707
Verbrennung von Brennstoffen	295
Verbundmaschine	401. 456. 463. 527
„ mit Bajonettrahmen	529
„ „ innenliegenden Cylindern	531
Verdampfungsfähigkeit der Heizfläche	290
„ „ Kessel	389
Verdampfungswärme	285
Verdeckte Göpel	96
Verdränger für Heißluftmaschinen	636
„ „ Pumpen	826
Vergaser	687
Verlust beim Durchgange des Wassers durch das Rad	124
„ „ Wasseraustritt aus d. Rad	123
„ „ Wassereintritt in das Rad	123
„ bei Wassermotoren	105
Verlustgefälle der Turbinen	226
Versteifung der Flammrohre	425
Verstellungskraft des Regulators	60
Versuche über Parson's Dampfturbinen	598
Vertheiler für Turbinen	186
Vertheilungsschieber	482
Vertikale Dampfmaschinen	587
„ Kessel	399
„ oder stehende Maschinen	457. 460
„ Windräder	260
Viertaktmaschine	649
Volldruckmaschinen	456
Volldruckſteuerung	466
„ -Diagramm	468
Vollkommenes Ueberfallwehr	110
Vollkommene Verbrennung	296
Vollturbinen	168
Volumenänderung des Wassergewichtes	287
Volumenverhältnisse der Dampfcylinder	630
Vorausströmung	472
Vordecke des Wehres	109
Vorderdampfspannung	600
Voreilwinkel	477
„ des Excenters	485
Voreinströmungsperiode	472
Vorfeuerung	298. 344
Vorkopf	347
Vorrichtungen zum Erkennen des Druckes im Kessel	448
„ „ Speisen der Kessel	434
„ zur Dampfentnahme aus dem Kessel	435
„ „ Erkennung des Wasserstandes im Kessel	435
Vortheile der Condensation	600
Vorüberhitzer	577
Vorwärmer	450. 578
Vorwärmerschlange	397
Vorwärmer, welche durch abgehende Heizgase erwärmt werden	453
Voß'scher Expansions-Regulirapparat	75
Vulkanfieber	437
Wälzhebel	509
Wanddampfpumpe	799
„ von Weise & Monski	804
Wanddrehkrahne	752
Wandpumpe für Riemenbetrieb	791
Wandwinden	739
Warmwasserpumpe	602
Wärmeeinheiten	297
Wärmegewicht	287
Wärmemaschinen	633
Wärmemotoren	81. 281
Wärmeschutzmasse für Cylinder	518
Wärmeverlust	287
Wahl der Kesselart	418
Wahl der zweckmäßigsten Steuerung	514
Wahl des Wassermotors	164
Walzenkessel	347
Wanddampfmaschinen	558
Wandmaschinen	457
Wasserabschlußorgane	433
Wasserdampf	285
Wasserdruckmaschine	254
Wasserdruckpumpe	780
Wassergas	295 678
Wassergeschwindigkeit in Kanälen	113
Wasserkraft, Anordnung einer	106
Wassermotoren	81. 105
Wasserhaltungsmaschinen	809. 820
Wasserräder	104. 118
Wasserräderarten	125
Wasserräder im engeren Sinne	118
Wasserräder mit schwachen Armen	139
Wasserradwelle	155
Wasserraum des Kessels	291
Wasserröhrenkessel	370
„ mit Naphthafeuerung	382
Wassersäulenmaschinen	104 118. 833
Wassersäulenmaschinen mit hin- und hergehender und drehender Bewegung	833

Seite

Wasserſäulenmaſchinen mit lediglich hin- und hergehender Bewegung . . . 233
Waſſerſpiegel des Keſſels 292
Waſſerſtandsanzeiger 435
Waſſerſtandsgläſer 437
Waſſerſtandsglas mit Selbſtſchluß . . 438
Waſſerventil 549
Waſſerverbrauch der Condenſatoren . . 604
Waten des Rades 124
Watt's Balanciermaſchine . . . 460. 562
Watt'ſcher Regulator 27. 37
„ „ mit gekreuzten Stangen . . 38
Watt'ſches Parallelogramm . . . 562
Wegener's Kohlenſtaubfeuerung . . . 330
Wehrbaum 109
Wehrbauten 105
Wehre 107
Wehrſchwelle 11
Weiß'ſcher Gegenſtromcondenſator . . 619
„ Leiſtungsregulator . . . 49. 51
Weite der Dampfeinlaßkanäle . . 477. 482
Weitröhrige Waſſerröhrenkeſſel . . . 371
Wellenkröpfung 518
Wellenrohr 356
Werkzeugsdampfmaſchinen 453
Weſtinghouſe-Maſchinen 556
„ -Regulator 69
Weſton's Differentialflaſchenzug . . . 723
Wilcox'ſcher Keſſel 374
Winden zum Laſtenheben . . 91. 715. 731
„ mit Motorbetrieb 742
„ „ Riemenbetrieb 744
„ „ Transmiſſionsbetrieb . . 742
Windfänge 27
Windflügel 261
Windflügelregulatoren 24. 26
Windgeſchwindigkeiten 274
Windgeſchwindigkeitstabelle 279
Windkeſſel 818
Windmotoren 81. 259
„ mit dichten Windfängen . 267
„ „ geſchloſſenen Windfängen . . . 269
„ „ offenen Windfängen . 26
Windmühlenarten 264
Windroſe 267
Windturbine 260
Wippkrahne 754
Wirklicher Ungleichförmigkeitsgrad der Regulatoren 74
Wirkung der Glührohrzündungen . . 662
Wirkungsgrad der Differentialflaſchenzüge 724
„ „ Feuerung 417
„ „ Flaſchenzüge 722
„ „ Rollen 715
„ einer Maſchine 466
„ der Motoren 287
„ eines Waſſermotors . . 124
„ der Waſſerſäulenmaſchine 242
Wirkungsverluſt, anderweitiger . . . 124

Seite

Wirkungsverluſt beim Durchgang des Waſſers durch das Rad 124
Wirkungsverluſt beim Eintritt des Waſſers aus dem Rade 123
Wirkungsverluſt beim Austritt des Waſſers in das Rad 123
Wirkungsverluſt bei Turbinen 169
Wirkungsweiſe der Flaſchenzüge . . . 719
„ des Gasmotors . . . 652
Woolf'ſche Maſchinen 456
Worthington-Pumpe 811
Wurfkäſten 315
Wurfradgehäuſe 310
Würgelpumpen 826
Wurzelzapfenverbindung 156

Zabel's Federregulator 58
„ Federwage 65
„ Regulatorſtänder 72
Zahnſtangenräder 139
Zahnſtangenwinden 731
„ mit eiſernem Gehäuſe 733
Zarge 306
Zellenräder oder Kübelräder . . 119. 129
Zerreißprobe 420
Zerſtäuberapparat nach Banki-Csonka . 700
Zerſtäuber von Kaufmann 334
Zeuner's Dampfverſuche 287
Zubehör zu den Gasmotoren 679
Zucken des Regulators 35
Zündapparat für Benzinmotore . . . 688
Zündflamme für Glührohre 662
Zündvorrichtung für Gasmaſchinen . . 661
Zuflußkanal oder Oberwaſſergraben 106. 113
Zugarme 96
Zugbaum 96
Zugkraft bei loſen Rollen 719
Zugorgane der Krahne 752
Zugſtangen des Regulators 50
Zuppingerrad 131
Zuſammengeſetztes Schwungrad . . . 11
Zuſatzbelaſtungen für Regulatoren . . 58
Zuſatzfedern 65
„ Anzahl der 66
Zuſetzliche Reibung 630
Zuſtandsveränderung des Waſſerdampfes 285
Zwangsläufige Ventilſteuerungen . . . 507
Zweiflammrohrkeſſel 304. 358
Zweicylinder-Verbundlokomobile . . . 568
Zweikammerkeſſel 380
Zweikolbenſteuerung 240
Zweizahnräderpumpen 828
Zwillings-Balanciermaſchine 564
„ -Dampfpumpe mit gegabelter Schubſtange 804
„ -Gasmotor 658
„ -Keſſel 356
„ -Lokomobile 568
„ -Maſchinen . . . 456. 462. 527
„ -Pelton-Motor 208
„ -Wanddampfmaſchine . . . 559